This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

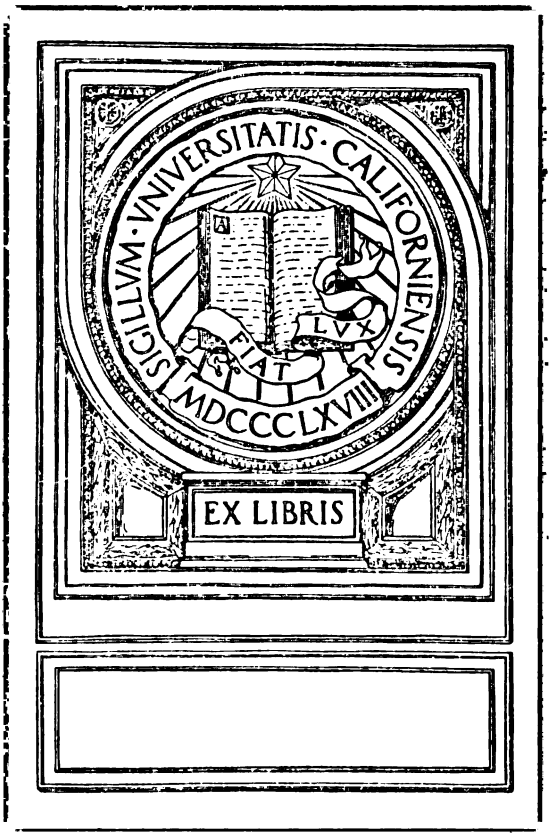
+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.


SIGILLVM · VNIVERSITATIS · CALIFORNIENSIS
LVX
FIAT
MDCCCLXVIII
EX LIBRIS

1859

Brown

Die Hydraulik

und

die hydraulischen Motoren.

Von
MEISSNER
G. Meißner,
Ingenieur.

Zweiter Band.

Theorie und Bau

der

Turbinen und Wasserräder.

I. Theil.

Jena,
Hermann Costenoble.
1880.

Die Hydraulic

Theorie und Bau

der

Turbinen und Wasserräder.

Ein Handbuch

für Ingenieure, Fabrikanten und Constructeure.

Zum Gebrauche für technische Lehranstalten, sowie ganz besonders zum Selbstunterricht.

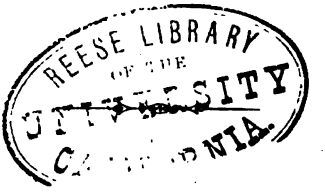
Von

G. Meißner,

Ingenieur in Kriens bei Luzern.

I. Theil.

Mit 53 lithographirten Tafeln.



Jena,
Hermann Costenoble.
1880.

T J860
M4
v.2:1

Einleitung.

In den neuern Theorien der hydraulischen Motoren findet man meistentheils höchst complicirte Formeln und Ausdrücke zur Anwendung gebracht.

Statt einen einzigen summarischen Widerstands-Coefficienten am Schlusse der Hauptgleichungen einzuführen und die theoretischen Resultate durch einen einzigen der Erfahrung entnommenen Coefficienten einer Correctur zu unterziehn, werden da schon in den Entwicklungen eine ganze Reihe von verschiedenen Coefficienten eingeschaltet, wodurch die Uebersichtlichkeit der Ableitungen und der einzelnen Ausdrücke selbst verloren geht.

Diese einzelnen Coefficienten können keinenfalls beobachtet, noch viel weniger aber berechnet werden; man muß dieselben vielmehr dem Gefühle nach aus dem summarischen Widerstands-Coefficienten ableiten, welch letzterer allein der Beobachtung entnommen werden kann.

Es ist dem Constructeur aber nichts daran gelegen, sich ellenlanger, wenn auch noch so elegant abgeleiteter Formeln zu bedienen.

Wer im practischen Leben einmal Stellung einnimmt, hat dazu weder Zeit noch Lust und dieß ist denn auch die Ursache, daß die an sich ganz werthvollen Theorien entstehn und wieder verschwinden, ohne eine weitere Spur in der Praxis zurückgelassen zu haben, als ein tiefgehendes Mißtrauen gegen alle theoretischen Speculationen.

Diese neuern Turbinentheorien (welche im vorliegenden Werke mit einander verglichen werden sollen) stellen sich zudem meist auf einen sehr hohen Ausgangspunkt.

16557

Man giebt sich keine Mühe, den *causalen Zusammenhang* der Sache dem weniger Geübten klar zu machen.

Mit Beiseitelassen eines jeden anschaulichen (constructiven) Verfahrens werden die Entwicklungen in der trockensten Weise leierkastenartig vorgenommen. Dieselben Ausdrücke sollen für die verschiedensten Turbinen-Arten Giltigkeit haben und daher ist es denn nicht zu verwundern, daß sie so weitschweifig und so complicirt ausfallen, daß von ihrer Anwendung in der Praxis niemals die Rede sein wird.

Daß selbst die „Söhne der Muse" diesen weitschweifigen theoretisirenden Methoden keinen Geschmack abgewinnen können, beweist das nachfolgende Sprüchlein, welches unter den Schülern einer der renommirtesten polytechnischen Schulen gang und gäbe ist:

Dreißig Formeln für Turbinen
Hat uns fast zu viel geschienen;
Doch wie unser Papa spricht,
Neunundzwanzig braucht man nicht!

Diese mangelhafte Fühlung der Theorie mit der Praxis hat ferner zu dem eigenthümlichen Resultate geführt, daß alle neuern Turbinentheorien den Druckturbinen oder Actionsturbinen als Vollturbinen die Existenzberechtigung absprechen.

(Man sehe hierüber: *Weißbachs* Ingenieurmechanik. 4. Auflage. 2. Theil, Seite 601; ferner: *Werner*, Theorie der Turbinen ꝛc. Berlin 1869; sowie auch: *Reiche*, Die Gesetze des Turbinenbaues. Leipzig 1877.)

So vorzüglich die genannten Theorien als solche zu nennen sind, so scheint den Herren Verfassern doch der riesige Erfolg nicht bekannt zu sein, welchen gerade die Actionsturbinen in den letzten zwanzig Jahren aufzuweisen haben, weil eine gut construirte Druckturbine hinsichtlich ihrer Leistungsfähigkeit und ihrer werthvollen Eigenschaften von keinem andern Motor erreicht werden kann.

Der Zweck des vorliegenden Werkes soll es sein, die nöthige Fühlung zwischen Theorie und Praxis herzustellen.

Es soll auch dem weniger Geübten den Zusammenhang und die Entwicklung der Turbinentheorie klar machen, indem es von der Letztern das gelehrte Gewand nach Thunlichkeit abstreift.

Es soll ferner dem Studirenden einen Ueberblick über die verschiedenen Turbinentheorien gewähren, die letztern mit einander vergleichen und schließlich *dem Practiker durch eine Reihe bewährter, von den hervorragendsten Etablissementen*

ausgeführter Turbinen-Anlagen die erforderlichen Anhaltspunkte zur Construction neuer Motoren an die Hand geben.

Während der erste Band des vorliegenden Werkes, nämlich „die Hydraulik", der Natur der Sache nach zum Theil wesentlich reproductiver Art sein mußte, soll dagegen der zweite, „die hydraulischen Motoren" behandelnde Band eine durchaus selbständige Arbeit sein und hoffe ich, daß das reichhaltige practische Material desselben Manchem nützlich sein werde.

Kriens bei Luzern (Schweiz), im März 1878.

G. Meißner,
Ingenieur.

I.

Das Waſſer als bewegende Kraft.

§ 1.

Leistung einer Wasserkraft.

Eine Wassermasse Q, welche durch eine Höhe h herunterfällt, verrichtet eine mechanische Arbeit

$$Q.h.G;$$

wenn G das Gewicht der Cubikeinheit Wasser bezeichnet.

Nimmt man den Meter zur Einheit an, so daß Q die Anzahl Cubikmeter Wasser und G = 1000 Kils. das Gewicht eines solchen bezeichnet, so wird die mechanische Arbeit einer Wasserkraft gleich

$$1000\,Qh \text{ Kilogrammmeter}$$

oder

$$\frac{1000\,Qh}{75} \text{ Pferdekräfte.}$$

Dieß ist die *theoretische* Leistung einer Wasserkraft, d. h. diejenige Leistung, welche das Wasser zwar *wirklich* verrichtet, welche indessen niemals vollständig nützlich verwerthet werden kann, weil ein Theil derselben durch *Nebenhindernisse* absorbirt wird. Diese theoretische Leistung soll im Verlaufe des ganzen Werkes mit N_a bezeichnet werden, während dagegen N_n die von einem Motor *abgegebene nützliche Arbeit* oder die sogenannte effective Leistung, oder den

Nutzeffect

bezeichnen soll.

Daß das Wasser nicht vermöge einer besondern ihm innewohnenden Kraft eine Arbeit verrichtet, indem es fällt, sondern weil es von der Erde angezogen wird, dieß braucht hier kaum hervorgehoben zu werden.

§ 2.

Art der Kraftentziehung.

Die Vorrichtungen, welche dazu dienen, dem fallenden Wasser seine mechanische Arbeit zu entziehn, um dieselbe beliebig verwerthen zu können, heißt man *hydraulische Motoren*. Diese können dem Wasser seine Kraft auf verschiedene Weise entziehn, resp. man kann das Wasser auf einen solchen Motor auf mancherlei Weise einwirken lassen und zwar:

a) durch sein Gewicht;

b) durch seine lebendige Kraft oder durch: 1) Action, 2) Reaction, 3) Stoß;

c) theils durch sein Gewicht und theils durch seine lebendige Kraft.

Läßt man das Wasser schon während des Falles durch die Höhe h auf den Motor einwirken, so daß es nie eine größere Geschwindigkeit annimmt, so wirkt es nur vermöge seines *Gewichtes* auf denselben ein.

Läßt man dagegen das Wasser erst durch die ganze Höhe h herunterfallen, wobei es eine Geschwindigkeit

$$v = \sqrt{2gh} \qquad \text{(wobei } g = 9{,}8088 \text{ Meter)}$$

erlangt, so kann man dasselbe entweder durch *Action* oder durch *Stoß* auf einen Motor einwirken lassen.

Diese Wirkungsweise, bei welcher die ganze Druckhöhe des Wassers in Geschwindigkeit übergeht, pflegt man Wirkung durch *lebendige Kraft* zu benennen.

Theils durch sein *Gewicht*, theils durch *lebendige Kraft* wirkt das Wasser dann auf einen Motor ein, wenn man nur einen Theil der Druckhöhe h in Geschwindigkeit übergehn läßt, so daß das Wasser mit einer Geschwindigkeit, die kleiner ist als $\sqrt{2gh}$, in den Motor gelangt.

§ 3.

Lebendige Kraft des Wassers.

Läßt man die Pressung einer Wassersäule von der Höhe h ganz in Geschwindigkeit übergehn, so erlangt das Wasser eine Geschwindigkeit $v = \sqrt{2gh}$, vermöge welcher es einen Widerstand

$$QG = 1000\,Q \text{ Kil.}$$

auf einen Weg von h Metern überwältigen kann, d. h. es kann vermöge der erlangten Geschwindigkeit eine mechanische Arbeit verrichten von

$$N_a = 1000\,Qh; \quad \text{oder da} \quad h = \frac{v^2}{2g}$$

$$N_a = 1000\,Q\,\frac{v^2}{2g} \text{ Kilgmeter.}$$

Diese letztere Arbeitsfähigkeit, welche dem Wasser vermöge der einmal erlangten Geschwindigkeit nach dem Gesetz der Trägheit innewohnt, nennt man seine

„lebendige Kraft" oder „Wirkungsfähigkeit",

obwohl dieselbe ein rein passives Vermögen, d. h. reine Trägheit und nicht etwa eine besondere, dem Wasser innewohnende Kraft ist.

Ein jeder andere Körper von demselben Gewichte, welchem die nämliche Geschwindigkeit ertheilt worden ist, besitzt genau die gleiche Wirkungsfähigkeit oder lebendige Kraft, wie sie dem Wasser unter denselben Verhältnissen zukommt.

Es wird dieß besonders deßhalb in Erwähnung gebracht, weil viele practische Mechaniker (Mühlenbauer, Monteure) und selbst Techniker eine ganz eigenthümliche unklare Vorstellung über den sogenannten „Trieb des Wassers" haben, wie der Verfasser in seiner Praxis schon unzählige Male beobachten konnte.

Die große Beweglichkeit des Wassers auch unter den stärksten Pressungen giebt leicht die Veranlassung zu unrichtigen Vorstellungen über dessen innere Natur.

§ 4.

Stoß, Action und Reaction.

Unter dem Stoße des Wassers versteht man das Aufprallen desselben auf eine grad oder schief gegen seine Bewegung gerichtete Fläche, wobei das Wasser einen Theil seiner Geschwindigkeit einbüßt.

Ob die Fläche, gegen welche der Wasserstoß stattfindet, in Ruhe oder in Bewegung ist, thut dem Begriffe des Stoßes keinerlei Eintrag, wohl aber ist mit diesem Begriffe eine Abnahme der Geschwindigkeit des stoßenden Wassers unzertrennlich verbunden.

Wo aber das Wasser durch eine gekrümmte Fläche ohne Aufprall (ohne daß es an seiner Geschwindigkeit verliert) aus seiner ursprünglichen Richtung abgelenkt wird, heißen wir die Einwirkung des Wassers auf diese Fläche nicht mehr Stoß, sondern Action, und werden

diesen Unterschied zwischen Stoß und Action im Verlaufe des ganzen Werkes beibehalten.

a. Wenn ein Wasserstrahl in einer Rohrleitung, Fig. 1 Tafel 1, sich mit einer gewissen Geschwindigkeit fortbewegt und es wird die Bewegung desselben durch plötzliches Schließen der Klappe a unterbrochen, so wirkt das Wasser durch reinen Stoß auf die Klappe ein und es wird die ganze Geschwindigkeit des Wassers zerstört, resp. aufgehoben.

b. Wenn ein Wasserstrahl sich nach Fig. 2 senkrecht gegen eine ebene Fläche bewegt, so wirkt das Wasser durch Stoß auf die Fläche ein und es wird, jenachdem die letztere feststeht oder sich in der Richtung des Stoßes fortbewegt, die Geschwindigkeit des Wassers in der Richtung des Stoßes ganz oder theilweise aufgehoben.

c. Wenn ein fester Körper schief gegen eine ebene Fläche b g, Fig. 3 a Tafel 1, stößt, so wird er aus seiner ursprünglichen Richtung a b in diejenige b g abgelenkt und wirkt dabei durch Stoß auf die Fläche ein.

Ist dabei x der Neigungswinkel des auffallenden Körpers gegen die Fläche, so wird die ursprüngliche Geschwindigkeit desselben vermindert, und zwar wird diese Geschwindigkeit:

$$v = bg = be \cos x^{*}).$$

Wenn dagegen ein seitlich begrenzter Wasserstrahl nach Fig. 3 b gegen eine schiefe Ebene stößt, so verhält sich derselbe nicht wie ein fester Körper; er fließt zwar auch mit verminderter Geschwindigkeit in der Richtung b g fort; allein es ist der Verlust an Geschwindigkeit nicht so bedeutend, wie bei einem unter denselben Umständen schief auffallenden festen Körper.

Dieser Verlust an Geschwindigkeit würde beim Wasser genau gleich groß wie bei einem festen Körper sein, wenn das erstere sich thatsächlich dem scharfen Winkel nach bewegen würde, wenn es also wie der feste Körper ganz plötzlich von der Richtung a b in diejenige b g abgelenkt würde. Dieß ist aber in Folge der großen Beweglichkeit der einzelnen Wassertheilchen gegen einander nicht der Fall.

Es bildet sich vielmehr zwischen dem aufprallenden Wasserstrahle und der ablenkenden Ebene eine stillstehende Wasserecke, so daß der Strahl sich mehr oder weniger annähernd so verhält, als ob er wie in Fig. 4 gegen eine gebogene Fläche stoßen würde, in welchem Falle der Strahl durch Action auf die Fläche einwirkt, während er im erstern Falle (bei ganz plötzlicher Ablenkung in scharfem Winkel) durch Stoß (unreinen Stoß) auf die Fläche einwirken müßte.

*) Näheres hierüber siehe § 6 unter 2).

Immerhin ist wohl zu beachten, daß in Fig. 3b die fragliche ruhende Wasserecke sich niemals vollständig bildet, daß also in diesem Falle immer Verlust an Geschwindigkeit stattfindet, welcher zwar schwer bestimmbar und in jedem einzelnen Falle nur durch Versuche genau ermittelt werden kann.

d. Trifft ein Wasserstrahl auf eine gebogene Fläche abc, Fig. 4 Tafel 1, welche tangirend an seine ursprüngliche Richtung verläuft, so ist der Neigungswinkel des auffallenden Strahles gegen die Fläche gleich Null Grad und der Strahl gleitet somit mit unverminderter Geschwindigkeit auf der gebogenen Fläche fort.

In diesem Falle wirkt nun das Wasser durch Action und nicht durch Stoß auf die Fläche ein.

Während also beim Stoß die Einwirkung eines einzelnen Wassertheilchens als eines unelastischen, unzusammendrückbaren Körpers nur einen kurzen Moment andauert, wobei die Ablenkung des Wassers plötzlich stattfindet, drückt dagegen bei der Einwirkung durch Action jedes Wassertheilchen während des ganzen Durchlaufes der Curve in stetiger Weise auf die Fläche ein, indem sich gleichzeitig in jeder der aufeinander folgenden Stellungen dieses Wassertheilchens die Richtung des Druckes in der Weise verändert, daß derselbe normal zur Fläche gerechnet die gleiche Größe beibehält.

Dieß wird auch noch dann der Fall sein (insofern man von den Reibungswiderständen und innern Bewegungsverlusten absieht), wenn die Richtung des Strahles nach Fig. 5 in die entgegengesetzte umbiegt oder nach Fig. 6 ein oder mehrere Male in einem Kreisbogen oder einer Spirallinie herumgeführt wird.

Wie man sieht, besteht ein wesentlicher und leicht aufzufassender Unterschied zwischen der Wirkungsweise des Wassers durch Stoß und derjenigen durch Action und es ist nothwendig, darauf zu achten, weil beide Wirkungsarten oft gemeinschaftlich mit einander auftreten, wie folgendes Beispiel zeigt:

Läßt man nämlich nach Fig. 7 einen Wasserstrahl gegen eine feststehende, kugelschalenartig gekrümmte Fläche efg fließen, so wirkt das Wasser zunächst durch Stoß auf den mittlern Theil der Fläche ein.

Wäre das Wasser ein starrer Körper, so würde der Stoß vollkommen (rein) sein, d. h. es würde die Geschwindigkeit dieses (unelastischen) Körpers vollständig aufgehoben werden.

Beim Wasser kann aber nur dann ein vollkommener (reiner) Stoß eintreten, wenn dasselbe wie in Fig. 1 von allen Seiten eingeschlossen ist, d. h. wenn es nicht seitlich ausweichen kann.

Beim Aufprallen auf eine Fläche bildet sich in der Mitte unter dem Wasserstrahl (zwischen Wasserstrahl und Fläche) eine Art von Führungskegel (von ruhendem Wasser), welcher das Wasser weniger plötzlich zur Seite ablenkt.

Auch abgesehn davon wird das Wasser, welches nach seinem Aufprall auf die Fläche auf derselben liegen bleiben würde, von dem nachfließenden Wasser zur Seite gedrängt, so daß dieser Stoß keinerlei Aehnlichkeit mehr mit dem wirklichen reinen Wasserstoße hat.

In unserm vorliegenden Falle fließt nun das Wasser nach dem ersten Aufprall parallel dem mittlern Theil der Fläche (welchen man als eben betrachten kann) in den Richtungen dc radial ab und wird sodann von den zurückgebogenen Theilen der krummen Fläche stetig abgelenkt, wobei es also durch Action auf die Fläche einwirkt.

So findet man bei näherer Betrachtung der Sache, daß die beiden Wirkungsarten des Wassers, nämlich der Stoß und die Action, in den meisten in der Praxis vorkommenden Fällen vereint mit einander resp. unmittelbar nach einander auftreten, und ganz dasselbe findet statt mit der dritten Wirkungsweise des bewegten Wassers, nämlich mit der Reaction.

Reaction des Wassers nennt man bekanntlich diejenige Rückwirkung, welche das aus einem Gefäße ausfließende Wasser auf die der Ausflußöffnung gegenüberliegende Fläche oder Wandung des Gefäßes ausübt.

Der Wasserdruck auf die Wandung eines geschlossenen Gefäßes, Fig 8, ist nämlich nach jeder Richtung (in demselben Horizontalschnitt oder unter derselben Druckhöhe betrachtet) gleich groß.

Bringt man aber auf einer Seite des Gefäßes eine Oeffnung b an, so findet an dieser Stelle des Ausflusses kein Druck auf die Gefäßwand statt und es folgt daraus, daß das Gefäß das Bestreben hat, sich in der dem Ausflusse entgegengesetzten Richtung zu bewegen, und zwar mit einer Kraft, welche gleich ist dem Drucke, welchen das Wasser auf die Wandung an der Stelle der Oeffnung ausgeübt hat.

Diese Rückwirkung oder Reaction ist also an und für sich betrachtet nicht eine Folge von Vermehrung des Druckes auf die der Oeffnung gegenüberliegende Wand, denn dieser Druck bleibt nach wie vor genau gleich groß, und es ist nur deßhalb ein Ueberdruck auf eine Seite des Gefäßes vorhanden, weil der Druck auf die entgegengesetzte Seite vermindert worden ist.

Die Reaction des Wassers hat nun die merkwürdige Eigenschaft, daß dieselbe niemals an und für sich allein eine Wirkung aus-

üben kann, daß sie vielmehr immer mit der Action vereint zu Tage tritt, daher es auch einen nur allein mit Reaction arbeitenden Motor gar nicht geben kann.

Da die Reaction des Wassers bei vielen hydraulischen Motoren eine wesentliche Rolle spielt, ihre eigentliche Natur aber von Vielen nicht klar aufgefaßt wird, so wollen wir den Begriff der Reaction noch etwas näher feststellen.

Denken wir uns in dem einerseits geschlossenen Rohre a Fig. 9 eine kleine Quantität einer Materie, aus welcher sich ein großes Volumen Gas entwickelt, das bei seinem Ausflusse aus der Röhre einen Druck auf die hintere Wandung ausübt und dieselbe (wie eine Rakete) entgegengesetzt der Ausflußrichtung mit einer gewissen Geschwindigkeit forttreibt, so haben wir hier eine reine Reactionswirkung vor uns.

Man hat dabei wohl darauf zu achten, daß die wirkende Gasmenge sich im Innern der Röhre selbst entwickelt, denn nur dadurch ist diese reine Reactionsäußerung ermöglicht.

Man wird leicht finden, daß dieses beim Wasser nicht mehr möglich ist; denn damit dasselbe eine Rückwirkung ausüben kann, muß das Wasser der Oeffnung und dem Gefäße zugeführt werden, d. h. mit einer gewissen Geschwindigkeit ins Gefäß eintreten, wobei es aber schon durch Action auf das Letztere einwirkt.

Die Reaction ist also nur im Verein mit der (ihr vorgehenden) Action des Wassers denkbar. Eine reine Reactionswirkung würde dann eintreten, wenn das Wasser ohne Geschwindigkeit in das Gefäß eintreten könnte, was ein Widerspruch ist; denn wenn die Zufluß-Geschwindigkeit gleich Null ist, kann auch kein Wasser aus der Oeffnung ausfließen.

Ebenso wird man leicht finden, daß eine jede Reactionswirkung immer mit einer Ablenkung des Wassers verbunden ist, welche die Handhabe zur Bestimmung des Druckes bietet, den ein Wasserstrahl unter den obigen Umständen auf eine bewegte oder ruhende Fläche ausübt.

§ 5.

Der reine Wasserstoß.

a. Wenn ein fester, vollkommen unelastischer Körper senkrecht gegen eine feste Ebene stößt, so wird seine Bewegung durch den Widerstand gänzlich aufgehoben, während dagegen ein voll-

kommen elastischer Körper mit derselben Geschwindigkeit von der Ebene zurückspringt, indem seine einzelnen durch den Stoß zusammengedrückten Theilchen sich mit derselben Kraft wieder ausdehnen.

Obwohl nun das Wasser an und für sich eine vollkommen elastische Masse ist, so verhält sich dasselbe in Folge seiner (für die gewöhnlichen Fälle der Praxis vollkommenen) Unzusammendrückbarkeit ganz wie ein unelastischer Körper, sobald es, in einem Gefäße eingeschlossen, am Auseinanderstieben verhindert wird.

Stößt z. B. in einer Rohrleitung das mit der Geschwindigkeit v fließende Wasser gegen eine feste Wand (z. B. eine rasch geschlossene Klappe), so ist der Stoß des Wassers vollkommen, d. h. es wird die ganze Geschwindigkeit des Wassers aufgehoben, indem dasselbe seine ganze Wirkungsfähigkeit (lebendige Kraft) an die gestoßene Fläche und die seine Masse umschließende Rohrleitung abgiebt.

Ist Q das Volumen der stoßenden Wassersäule in Cubikmetern, so beträgt diese ganze abgegebene lebendige Kraft (§ 15, Band I.)

$$M = \frac{1000\,Qv^2}{2g} \text{ Kilogrammmeter,}$$

oder da $\frac{v^2}{2g}$ gleich ist der Druckhöhe h, welche der Geschwindigkeit v entspricht,

$$M = 1000\,Qh \text{ Kilogrammmeter.}$$

Diese 1000 Qh Kgm. gehn nun natürlich nicht verloren, müssen sich vielmehr in irgend einer Weise einen Ausgang aus der Rohrleitung verschaffen und dieß geschieht im vorliegenden Falle dadurch, daß die lebendige Kraft des Wassers theils in Erschütterungen (Vibrationen) der Rohrleitung übergeht, theils die Rohrleitung sowohl in der Längenrichtung als auch dem Umfange nach auszudehnen resp. zu zerreißen strebt.

Die Erschütterungen der Rohrleitung werden theilweise an die dieselbe umgebenden Materien abgegeben, theils pflanzen sie sich auf die ganze Länge der Leitung fort, bis sie an den Auflagerstellen einen Ausweg finden.

Man sieht daraus, wie sehr die Verbindungen und Dichtungen einer Rohrleitung in Folge eines bedeutenden Wasserstoßes an irgend einer Stelle der Rohrleitung leiden müssen.

Da der Wasserstoß in Folge der gänzlichen Unzusammendrückbarkeit des Wassers eine außerordentlich kurze Dauer besitzt, so ziehn

sich die durch einen Stoß ausgedehnten Gefäßwände wieder rasch zusammen und drängen das den Wänden nachgefolgte Wasser wieder zurück.

Theils in Folge dieser Zusammenziehung der ausgedehnten Rohrwandungen, theils aber auch in Folge der vom Wasser absorbirten Luft, welche während des Stoßes zusammengepreßt wird und sich nach Erschöpfung des Stoßes wieder ausdehnt, entstehn bei jeder längern, stoßenden, verticalen Wassersäule regelmäßige Schwankungen (Oscillationen), vermöge welcher die Wassersäule wie eine elastische Masse nach dem Hauptstoße in der Richtung desselben hin- und herschwankt, wobei die Stöße in abnehmender Stärke sich jedesmal wiederholen.

Ist aber noch ein Windkessel in der Rohrleitung eingeschaltet, so finden diese Schwankungen in sehr regelmäßiger Weise (pendelartig) statt.

In der 14000 Meter langen und 600 Millimeter weiten Wasserleitung, welche der Stadt Lausanne (Schweiz) das Wasser ohne Abzweigungen zuführt, ist die Druckhöhe 150 Meter und das Manometer zeigt beim normalen Durchflusse des Wassers in Lausanne eine Spannung in derselben von 14 Atmosphären an.

Wird bei dieser Rohrleitung eine Zweigleitung von 350 Millimeter Weite, welche der Hauptleitung den achten Theil der durchfließenden Wassermenge entzieht, innerhalb einer Zeitdauer von 5 bis 6 Secunden (also nicht plötzlich) abgeschlossen, so treten in der ganzen Rohrleitung Oscillationen ein und zwar in der Weise, daß der Manometer innerhalb 5 bis 6 Secunden nach dem Stoße nach und nach bis 21 Atmosphären Druck anzeigt, welcher hierauf innerhalb ungefähr 10 Secunden bis auf 10 Atmosphären heruntersinkt, sodann wieder auf 17 bis 18 Atmosphären steigt, auf 12 heruntersinkt, wieder auf 16 bis 17 Atmosphären steigt u. s. w., bis nach einiger Zeit der normale Druck von 14 Atmosphären wieder eingetreten ist.

Der unmittelbar vor der Abschließung angebrachte Windkessel hat einen Inhalt von ungefähr $1^1/_2$ Cubikmeter.

Natürlich ist die obige Erscheinung keine reine Stoßwirkung, denn es müßten die erwähnten Pressungsänderungen einen viel höhern Grad erreichen und die Schwankungen der Wassersäule könnten nicht in dieser Weise eintreten, wenn nicht der eingeschaltete Windkessel im Verein mit der Elasticität der Rohrwandungen die Stoßwirkung abschwächen würden.

b. Die Gesetze des Wasserstoßes.

In Folge seiner Unzusammendrückbarkeit ist der Stoß des Wassers gänzlich unelastisch und von ungemein kurzer Dauer. Man sagt daher, der Stoß des Wassers sei „hart".

Treffen zwei (an ſeitlicher Zertheilung gehinderte) Waſſerſäulen vom Gewichte M und M_1 mit der Geſchwindigkeit v und v_1 aufeinander, ſo giebt die Waſſermaſſe mit der größern Geſchwindigkeit (die ſtoßende Waſſermaſſe) ſo lange von ihrer lebendigen Kraft an die geſtoßene Maſſe ab, bis beide eine gemeinſchaftliche Geſchwindigkeit c erlangt haben.

Sowie dieſer Fall eingetreten iſt, wirken die beiden Waſſerſäulen nicht mehr auf einander ein, bewegen ſich vielmehr zu einer einzigen Maſſe vereinigt mit gemeinſchaftlicher Geſchwindigkeit fort.

1. Wenn ſich beide Maſſen vor dem Stoße in derſelben Richtung bewegen, ſo iſt die gemeinſchaftliche Geſchwindigkeit c nach dem Stoße

$$c = \frac{M v + M_1 v_1}{M + M_1}.$$

2. Wenn die geſtoßene Maſſe vor dem Stoße in Ruhe iſt, alſo keine Geſchwindigkeit hat, ſo wird v_1 gleich Null und es iſt ſomit in dieſem Falle

$$c = \frac{M v}{M + M_1}.$$

3. Wenn die Bewegungsrichtung der geſtoßenen Maſſe derjenigen der ſtoßenden Maſſe entgegengeſetzt iſt, ſo wird

$$c = \frac{M v - M_1 v_1}{M + M_1}.$$

c. Verluſt an lebendiger Kraft beim Waſſerſtoße.

Der Verluſt an lebendiger Kraft, welcher bei jeder Stoßwirkung des Waſſers eintritt, läßt ſich auf folgende Weiſe beſtimmen:

Die lebendige Kraft der beiden Maſſen vor dem Stoße iſt

$$S = M v^2 + M_1 v_1^2;$$

diejenige nach dem Stoße dagegen

$$S_2 = M c^2 + M_1 c^2.$$

Alſo die Differenz $S - S_2$, d. h. der Verluſt an lebendiger Kraft

$$S - S_2 = M v^2 + M_1 v_1^2 - (M c^2 + M_1 c^2),$$

woraus ſich ergiebt:

$$S - S_2 = \frac{M M_1}{M + M_1} (v_1 - v)^2.$$

Sind M und M_1 die Gewichte der beiden Maſſen in Kilogrammen, ſo wird dieſer Verluſt an lebendiger Kraft

$$S - S_2 = \frac{M M_1}{M + M_1} \frac{(v - v_1)^2}{2g} \text{ Kilogrammmeter.}$$

d. Nutzleistung des Wasserstoßes.

Mit Hülfe obiger Formeln läßt sich nun die Nutzleistung des Wasserstoßes, d. h. derjenige Bruchtheil der lebendigen Kraft der stoßenden Wassermasse bestimmen, welche von derselben an die gestoßene Wassermasse (oder einen an deren Stelle befindlichen wenig elastischen Körper) abgegeben wird.

Diese Nutzleistung ändert sich mit dem Größenverhältnisse der stoßenden und der gestoßenen Wassermenge, sowie mit der relativen Geschwindigkeit beider vor dem Stoße.

1. Ist die gestoßene Masse vor dem Stoße in Ruhe und sind beide Massen gleich groß (gleich schwer), so wird der totale Verlust an lebendiger Kraft gleich

$$\frac{M^2}{2M}\frac{v^2}{2g} \text{ Kilogrammmeter.}$$

Die Geschwindigkeit nach dem Stoße ist die Hälfte derjenigen vor dem Stoße und somit die Nutzleistung des Stoßes, d. h. die an die gestoßene Masse übertragene Arbeit gleich $\left(\frac{1}{2}\right)^2 = \frac{1}{4} = 0{,}25$ der ursprünglichen lebendigen Kraft des stoßenden Körpers.

2. Ist die stoßende Masse sehr groß im Vergleich zur ruhenden, gestoßenen Masse, so ist zwar der totale Verlust an lebendiger Kraft gleich Null; allein es wird auch keine lebendige Kraft an die verschwindend kleine gestoßene Masse übertragen, d. h. es ist die Nutzleistung des Stoßes gleich Null.

3. Ist die stoßende Masse sehr klein im Verhältniß zur ruhenden, gestoßenen, so wird der Ausdruck

$$\frac{M M_1}{M + M} = M$$

und der totale Stoßverlust

$$= \frac{M v^2}{2g},$$

d. h. es geht in diesem Falle die totale Arbeit gänzlich verloren oder es ist die Nutzleistung des Stoßes gleich Null.

Es ergiebt sich daraus, daß, wenn die gestoßene Masse in Ruhe war, der Werth $\frac{M M_1}{M + M_1}$ und somit auch der totale Stoßverlust am kleinsten ausfällt, wenn beide Massen gleich groß sind.

4. Flieht die gestoßene Masse mit der Geschwindigkeit v_1 vor der stoßenden Masse fort, so wird der totale Stoßverlust um so kleiner,

je größer v_1 ist, und wird gleich Null, sowie v_1 dem Werthe v gleichkommt. Dennoch aber ist im letztern Falle der Nutzeffect des Stoßes gleich Null, oder mit andern Worten, es findet gar kein Stoß mehr statt.

Es wird daher auch für eine gewisse Geschwindigkeit der gestoßenen Masse gegenüber der stoßenden der Nutzeffect des Stoßes am größten ausfallen, aber dieses Geschwindigkeitsverhältniß wird ein anderes, sowie das Verhältniß beider Massen sich ändert.

So ist z. B. für $M = 2$, $M_1 = 4$ und $v = 4$ der günstigste Werth von $v_1 = 1{,}6$ und derjenige der übertragenen Arbeit

$$\frac{12{,}8}{2g} \text{ Kilogrammmeter.}$$

Es ist nämlich

$$c = \frac{(2 \times 4) + (4 \times 1{,}6)}{2 + 4} = 2{,}4 \quad \text{und} \quad M_1 \frac{v_1^2}{2g} - M_1 \frac{v^2}{2g} = \frac{12{,}8}{2g}.$$

Dagegen ist für $M = 4$, $M_1 = 2$ und $v = 4$ der günstigste Werth von $v_1 = 1$ und $c = 3$, wobei die übertragene Arbeit $= \frac{16}{2g}$ wird.

§ 6.

Ablenkung der Wasserstrahlen durch Stoß und Action.

1. Es ist bereits im Vorhergehenden hervorgehoben worden, daß beim unreinen Stoß (welcher hier allein in Betracht kommt), sowie bei der Actions- und Reactionswirkung der Wasserstrahlen die letztern von ihrem ursprünglichen Wege abgelenkt werden und es folgt daraus umgekehrt, daß, wenn man einem in Bewegung befindlichen Wasserstrahle seine lebendige Kraft entziehn will, *man genöthigt ist, denselben von seinem ursprünglichen Wege abzulenken.*

Bei dem Bau der hydraulischen Motoren handelt es sich also zunächst darum, ausfindig zu machen, auf welche Weise die Ablenkung bewerkstelligt werden muß, um dem Wasser einen *möglichst großen Theil* seiner Geschwindigkeit oder seiner lebendigen Kraft in einer Weise zu entziehn, welche gestattet, diese entzogene Arbeit weiter zu leiten und nützlich zu verwerthen.

Um diese vortheilhafteste Weise auffinden zu können, müssen wir zunächst die verschiedenen Arten der Ablenkung einläßlicher betrachten.

Wir nennen dabei der Kürze halber *Stoß* das Aufprallen auf gerade, ebene Flächen, obwohl dieß immer ein sehr unvollkommener (unreiner) Stoß ist, während wir das Aufprallen auf eine gebogene

Fläche (den Bemerkungen des § 4 gemäß) bereits als einen mit Action combinirten Stoß betrachten und demnach in diesem Falle nur von Ablenkung sprechen.

2. Geschwindigkeits-Verminderung. Wasserdruck durch Ablenkung.

Wenn ein Wasserstrahl vom Querschnitte F mit der Geschwindigkeit v gegen einen Rotationskörper, z. B. einen Kegel, Fig. 10, stößt, so daß das Wasser nach allen Seiten gleichmäßig abgelenkt wird, so ist die erste wichtige Frage diejenige, mit welcher Geschwindigkeit das Wasser nach seiner Ablenkung auf der Mantelfläche in der Richtung a b abfließt.

Diese Frage wird in den meisten Lehrbüchern der Hydraulik auf eine höchst naive Weise umgangen, indem man ohne Weiteres annimmt, diese Geschwindigkeit sei (bei stillstehender Fläche i) gleich derjenigen v, indem das Wasser durch den Aufprall (durch die Ablenkung) keine Einbuße an Geschwindigkeit erleide.

Dieß ist nun aber in Wirklichkeit keineswegs der Fall; es findet vielmehr (auch ganz abgesehn von den unvermeidlichen Reibungswiderständen) immer ein Verlust an Geschwindigkeit statt, dessen Größe durch die Form der Fläche und den Querschnitt des Strahles bedingt wird.

Hat nämlich die Rotationsfläche die in Fig. 11 angedeutete Form und ist der Querschnitt des Strahles sehr klein, so ist allerdings kein Grund vorhanden (abgesehn von der Reibung), welcher eine Verminderung der Geschwindigkeit a b verursachen könnte, wohl aber ist dieß bei der Form der Fläche in Fig. 10 der Fall.

Hier trifft jeder Theil des Wasserstrahles unter einem Winkel auf eine gerade Fläche und kann seitlich nicht ausweichen, befindet sich also in dem Zustande, welcher unter c. § 4 erörtert wurde, wobei ein Verlust an Geschwindigkeit stattfindet. Noch mehr wird dieses der Fall sein, wenn die Fläche die in Fig. 12 gezeichnete Form hat.

Wenn der Querschnitt des Strahles sehr klein ist, so muß ein wesentlicher Verlust an Geschwindigkeit stattfinden.

Bei größern Wasserstrahlen bildet sich allerdings an der Stelle des Aufpralles der bereits in § 4 erwähnte Führungskegel, wonach auch bei der Fläche nach Fig. 10 der Abfluß sich ähnlich wie bei derjenigen Fig. 11 verhält.

Aus diesem letztern Grunde (wegen der Bildung des Führungskegels von ruhendem Wasser) ist es auch erklärlich, daß bei einer ebenen Fläche Fig. 2 der Abfluß des Wassers nach dem Stoße ohne allzu-

großen Verlust an Geschwindigkeit stattfindet, indem dieselbe thatsächlich wenigstens 80 bis 90 Procente der Zuflußgeschwindigkeit v ist.

Bei den Versuchen über den Wasserdruck auf Flächen unter den oben erwähnten Umständen wurde der wirkliche Druck am Anfange (vor der Bildung des Führungskegels) nahezu doppelt so groß gefunden als nachher, was nur dadurch möglich war, daß die Abflußgeschwindigkeit wesentlich reducirt worden ist.

Im Nachfolgenden sollen nun die numerischen Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse für die Ablenkung der Wasserstrahlen unter der idealen Voraussetzung erörtert werden, daß ein Verlust an Geschwindigkeit nicht stattfindet, während in der Wirklichkeit immer ein Verlust zu erwarten ist, welcher in der Regel innerhalb 5 bis 15 Procenten der theoretischen Werthe liegt.

3. Numerische Bestimmung der Geschwindigkeiten, des Wasserdruckes und der übertragenen Arbeit bei der Ablenkung.

Es bewege sich in Fig. 10 die gestoßene Fläche (Rotationskörper i) mit der Geschwindigkeit c vor dem stoßenden Strahle fort, so erreicht der mit der Geschwindigkeit v zufließende Strahl die Fläche mit einer relativen Geschwindigkeit

$$v_1 = v - c$$

und mit dieser fließt er auf der getroffenen Mantelfläche vorwärts, so daß $ab = v_1$.

Während nun das Wasser sich in der Zeiteinheit (z. B. in einer Secunde) sammt der gestoßenen Fläche um den Weg c in der Richtung des Pfeiles fortbewegt und gleichzeitig mit der Geschwindigkeit $v_1 = v - c$ auf der Fläche in der Richtung ab fortschreitet, bewegt es sich im Raume nach der Diagonale ad des Parallelogrammes abcd und zwar drückt die Linie $ad = w$ nicht nur die Richtung, sondern auch die Geschwindigkeit des von der Fläche wegfließenden Wassers aus, wenn die Länge der Linie ab der Geschwindigkeit v_1 und diejenige der Linie ac der Geschwindigkeit c entspricht.

Es ist also w (= ad) die absolute Ablaufgeschwindigkeit des Wassers von der gestoßenen Fläche, und zwar ist nach den Verhältnissen im Parallelogramm, wenn man den Winkel cab mit x bezeichnet:

$$w^2 = v_1^2 + c^2 - 2 v_1 c \cos x,$$

und daher

$$w = \sqrt{v_1^2 + c^2 - 2 v_1 c \cos x} \quad \ldots \quad 2)$$

Man hat also nun die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die gestoßene Fläche verläßt, nebst derjenigen (v), mit welcher es auf die Fläche zufließt.

Da nun die lebendige Kraft einer Wassermasse dem Quadrate ihrer Geschwindigkeit proportional ist, so kennt man das Arbeitsvermögen des Wassers vor und nach der Ablenkung und kann somit bestimmen, welchen Theil seiner lebendigen Kraft das Wasser bei der Ablenkung an die Fläche abgegeben hat.

Bezeichnet nämlich Q die Wassermenge, welche der Strahl in der Zeiteinheit liefert, G das Gewicht einer Kubikeinheit Wasser, so ist die lebendige Kraft des Wassers (L)

1) vor dem Stoße $L = \frac{v^2}{2g} QG$,

2) nach dem Stoße $L_1 = \frac{w^2}{2g} QG$,

und somit die Differenz beider oder die an die gestoßene Fläche übertragene Arbeit

$$3) \quad L_2 = L - L_1 = \frac{(v^2 - w^2)}{2g} QG \quad \ldots \quad 3)$$

Setzt man in diesen Ausdruck den Werth von w nach Formel 2) ein, so erhält man mit Berücksichtigung, daß $v_1 = v - c$, für die übertragene Arbeit den Werth:

$$L_2 = \frac{(v^2 - (v-c)^2 - 2(v-c)c\cos x - c^2)}{2g} QG,$$

oder

$$L_2 = (1 - \cos x)\frac{(v-c)c}{g} QG \quad \ldots \quad 4)$$

Nennt man nun P den Druck, welcher während der Ablenkung auf die Fläche ausgeübt wird, so ist die übertragene Arbeit offenbar auch gleich diesem Drucke multiplicirt mit der Geschwindigkeit, mit der die Fläche sich bewegt, also

$$L_2 = P \cdot c$$

und somit erhält man für den Werth des Druckes P

$$P = \frac{L_2}{c} \quad \ldots \quad 5)$$

Führt man in diesen Ausdruck den oben erhaltenen Werth 4) von L_2 ein, so wird

$$P = (1 - \cos x)\frac{v-c}{g} QG \quad \ldots \quad 6)$$

Damit ist also die Pressung oder der hydraulische Druck bestimmt, welcher durch die Ablenkung der Wasserstrahlen auf Flächen ausgeübt wird.

Wie eine Betrachtung des obigen Ausdruckes zeigt, ist dieser Druck lediglich abhängig von der Abflußgeschwindigkeit u des Wassers, welches auch die Form der Fläche sein mag.

Ist die vom Wasser getroffene Fläche *ohne Bewegung*, so ist c = Null und es wird sodann

$$P = (1 - \cos x)\frac{v}{g} QG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Ist die Bewegung der Fläche dagegen dem Wasserstrahle *entgegengerichtet*, so ist c *negativ* und es wird

$$P = (1 - \cos x)\frac{v + c}{g} QG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8)$$

Setzt man in diesen Ausdrücken die Wassermenge $Q = F \times v$, wobei F den Querschnitt des Strahles bezeichnet, so wird der Werth von P

a) für die *ruhende, ebene Fläche* Fig. 13, für welche $x = 90°$ und $\cos x = 0$ ist,

$$P = \frac{v^2}{g} FG = 2\frac{v^2}{2g} FG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Berücksichtigt man ferner, daß $\frac{v^2}{2g}$ gleich ist der Höhe h der drückenden Wassersäule, welche die Ausflußgeschwindigkeit v erzeugt, so verwandelt sich der obige Werth für P in den folgenden Ausdruck

$$P = 2hFG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

b) Wird der Wasserstrahl dagegen durch die gebogene ruhende Fläche Fig. 5 um volle 180° abgelenkt, so wird $\cos x = -1$ und der Werth von $(1 - \cos x) = 2$, somit

$$P = 2 \times 2hFG = 4hFG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

Der Wasserdruck eines senkrecht gegen eine ebene ruhende Fläche Fig. 2 fließenden Strahles ist also gleich dem Druck einer Wassersäule vom Querschnitte des Strahles und einer Höhe gleich dem Doppelten der Druckhöhe h, welche die Geschwindigkeit v erzeugt; dagegen ist der Druck gegen eine hohle ruhende Fläche, welche den Strahl ganz in die entgegengesetzte Richtung umbiegt, das Doppelte desjenigen gegen eine ebene ruhende Fläche.

4. Allgemeine Bemerkungen.

Ob mithin ein Wasserstrahl durch Stoß auf eine Fläche einwirkt oder durch Action, würde nach den obigen Erörterungen keinen Einfluß auf die Größe des Wasserdruckes ausüben, indem dieser Druck bei gleichem Strahlquerschnitte und gleicher Geschwindigkeit v einzig durch die Ablenkung des Strahles (Größe des Winkels x) bedingt wird.

Es muß aber hier noch einmal besonders darauf hingewiesen werden, daß die den obigen Entwicklungen zu Grunde gelegten Voraussetzungen nicht genau sind, daß nur bei nicht plötzlicher Ablenkung durch Flächen von der Form Fig. 4, 5 und 11 kein Verlust an Geschwindigkeit entsteht (insofern man von der Reibung absieht), weil hier das Wasser nur durch Action auf die Fläche einwirkt.

In allen Fällen dagegen, wo ein Wasserstrahl unter einem Winkel auf eine ebene Fläche zufließt, der Strahl also durch das auf dieselbe einwirkt, was wir Stoß nennen, ist ein Geschwindigkeitsverlust nicht zu vermeiden, und zwar beträgt dieser Verlust den angestellten Versuchen gemäß für eine ebene Fläche bei senkrechtem Wasserstoß zwischen 5 bis 10 Procente und für noch größere Ablenkungen durch hohle Flächen wie Fig. 7 10 bis 20 Procente der theoretischen Geschwindigkeit.

Einen gleichen Verlust von 5 bis 20 und unter Umständen noch mehr Procenten weist der auf die Fläche übertragene Wasserdruck auf, sobald das Wasser durch Stoß und nicht durch reine Action auf eine Fläche einwirkt, was insofern befremdend ist, als dieser Druck bei der verminderten Abflußgeschwindigkeit der Theorie nach größer ausfallen sollte.

Nichtsdestoweniger ist die obige zuerst von Weißbach aufgestellte Theorie der Ablenkung unzweifelhaft als durchaus richtig zu betrachten, aber es geht aus Allem in unzweideutigster Weise hervor, daß in allen Fällen, wo das Wasser nicht nach den Figuren 4, 5 und 11 durch reine Action auf Flächen einwirkt, ein wirklicher Verlust an lebendiger Kraft stattfindet, welcher davon herrührt, daß bei der nicht ganz vollkommenen Flüssigkeit des Wassers (Schwefeläther ist viel flüssiger als Wasser) dessen Aufprall auf Flächen noch etwas dem Stoße fester Körper Aehnliches an sich hat und daß man somit in den hydraulischen Motoren das Wasser niemals durch Stoß, sondern ohne Ausnahme durch Action wirken lassen soll.

5. Maximum der durch Ablenkung übertragenen Arbeit.

Nach dem Obigen ist der Druck eines Wasserstrahles gegen eine ruhende Fläche bei rechtwinkliger Ablenkung

$$P = 2\frac{v^2}{2g}FG$$

und wenn diese Fläche mit der Geschwindigkeit c vor dem Strahle flieht

$$P = 2\frac{(v-c)^2}{2g}FG$$

Es ist nun selbstverständlich, daß im erstern Falle oder bei ruhender Fläche ungeachtet des Druckes P keine mechanische Arbeit an die Fläche abgegeben wird, da eine solche Arbeit das Product zweier Factoren ist, nämlich eines Druckes und eines zurückgelegten Weges c. Ist nun c = Null, so ist es auch das Product Pc.

Um dem Wasser seine mechanische Arbeit zu entziehn, muß also das Wasser nicht nur abgelenkt werden, sondern es muß sich die ablenkende Fläche auch in der Richtung des Aufpralles fortbewegen, wenn sie die dem Wasser innewohnende Arbeit so aufnehmen soll, daß dieselbe wieder anderweitig verwerthet resp. fortgeleitet werden kann.

Die wichtige Frage ist nun: Mit welcher Geschwindigkeit muß die Fläche vor dem Wasserstrahle fliehn, damit dem Wasser ein möglichst großer Theil seiner lebendigen Kraft entzogen werde?

Ist die Geschwindigkeit c der Fläche gleich derjenigen v des Wasserstrahles, so wird v — c gleich Null und es wird sodann auch der Werth des Druckes auf die Fläche

$$P = 2\frac{(v-c)^2}{2g}FG = \text{Null},$$

d. h. es wird auch in diesem Falle keine mechanische Arbeit auf die Fläche übertragen.

Es ist nun leicht einzusehn, daß die übertragene Arbeit dann am größten ausfallen wird, wenn sich die Fläche mit einer gewissen Geschwindigkeit bewegt, deren Werth zwischen c = Null und c = v liegen muß.

Um diese vortheilhafteste Geschwindigkeit c der Fläche aufzufinden, hat man nur darauf zu sehn, bei welcher Größe von c der Werth des Ausdruckes 4)

$$L_3 = (1 - \cos x)\frac{(v-c)c}{g}QG$$

am größten ausfällt.

Dieß ist offenbar dann der Fall, wenn der Werth (v — c) c ein Maximum wird.

Durch Versuche findet man leicht, daß dieses bei $c = \frac{1}{2}v$ oder $v = 2c$ eintrifft.

Will man sich mit diesem Versuchsbeweise nicht begnügen, so kann man den Werth $(v-c)c$ als eine rechteckige Fläche betrachten, deren Länge gleich c und deren Höhe mithin gleich $v-c$ ist.

Der Inhalt eines jeden Rechteckes ist nämlich gleich dessen Länge multiplicirt mit dessen Höhe.

Nun wird aber bekanntlich der Inhalt eines Rechteckes von gegebenem Umfange dann am größten, wenn Länge und Höhe gleich, d. h. wenn das Rechteck ein Quadrat ist.

Damit dieses der Fall sei, muß die Länge c gleich sein der Höhe $(v-c)$, d. h. es muß sein

$$v = 2c \quad \text{oder} \quad c = \tfrac{1}{2}v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

Es wird also die größte Arbeit dann an die ablenkende Fläche übertragen, wenn dieselbe vor dem Strahle mit dessen halber Geschwindigkeit zurückweicht.

Für diese Geschwindigkeit $c = \frac{1}{2}v$ wird nun der Wasserdruck bei einer rechtwinkligen Ablenkung durch eine ebene Fläche (Fig. 2)

$$P = \frac{(v-c)}{g} QG = \frac{(v-\frac{1}{2}v)}{g} QG = \frac{v}{2g} QG \quad . \quad . \quad 13)$$

und man erhält das Maximum der übertragenen Arbeit $P.c$, wenn man diesen Ausdruck mit der Geschwindigkeit $c = \frac{1}{2}v$ der Fläche multiplicirt.

Dieses Maximum ist daher

$$L_3 = Pv = \tfrac{1}{2}v\frac{v}{2g}QG = \frac{v^2}{4g}QG$$

und da ferner $\frac{v^2}{4g} = \frac{1}{2}h$, so wird

$$L_3 = Pv = \tfrac{1}{2}hQG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 14)$$

d. h. es ist bei der rechtwinkligen Ablenkung das Maximum der übertragenen Arbeit nur gleich der Hälfte der dem Wasser innewohnenden mechanischen Arbeit.

Aus demselben Grunde wird dagegen für eine Ablenkung des Wassers um 180° (nach den Figuren 5 und 7) das Maximum der übertragenen Arbeit gleich dem Doppelten des obigen Falles, also gleich der vollen dem Wasser innewohnenden theoretischen Arbeit, d. h.

$$L_3 = Pv = QhG$$

oder für Metermaß

$$= 1000\,Qh \text{ Kilogrammmeter.}$$

Dabei iſt für die practiſche Anwendung dieſer Ergebniſſe das unter 4. dieſes Paragraphen Erwähnte wohl zu berückſichtigen, indem ausſchließlich bei der Ablenkung durch Action nach den Figuren 11, 5 und 4 ein vortheilhaftes Reſultat (ohne andern als Reibungsverluſt) erzielt werden kann.

§ 7.

Ablenkung der Waſſerſtrahlen durch Reaction und Action.

1. Allgemeine Bemerkungen.

Es iſt bereits am Ende des § 4 erwähnt worden, daß die Reaction des Waſſers allein niemals eine mechaniſche Arbeit verrichten kann, daß ſie vielmehr immer in Gemeinſchaft oder in Begleitung der Action des Waſſers auftritt, weil das Waſſer nicht wie z. B. ein Gas ſich unmittelbar vor der Ausflußöffnung entwickeln kann, ſondern derſelben zugeführt werden muß. In Folge deſſen muß das Waſſer mit einer beſtimmten Geſchwindigkeit in das Gefäß eingeführt werden, vermöge welcher es auf das letztere durch Action einwirkt.

Die Größe der abſoluten Geſchwindigkeit, mit welcher das Waſſer in eine Zelle eingeführt werden muß, auf welche es durch Reaction einwirken ſoll, hängt aber noch von der Geſchwindigkeit ab, mit welcher die Zelle (das Gefäß) durch das ausfließende Waſſer in entgegengeſetzter Richtung in Bewegung geſetzt wird.

Wir wollen indeſſen vorläufig nur das Gefäß allein betrachten, ohne uns vorläufig um die Zuführung des Waſſers weiter zu bekümmern.

Sei Fig. 13 Tafel 1 mnop eine Zelle, in welche das Waſſer bei a mit der relativen Geſchwindigkeit $au = u$ in der Richtung dieſer Linie eintreten ſoll.

Das Gefäß bewege ſich mit einer gleichförmigen Geſchwindigkeit $av = v$ in der Richtung dieſer Linie fort und es trete das Waſſer bei b mit der relativen Geſchwindigkeit $bu_1 = u_1$ in der Richtung dieſer Linie aus dem in Bewegung befindlichen Gefäße aus.

Da nun das Waſſer aus einem ſtillſtehenden Canale qrst den in Bewegung befindlichen Gefäßen zugeführt werden ſoll, ſo muß das Waſſer den erſtern in der Richtung der Diagonale aU verlaſſen und es zeigt dieſe Diagonale des Parallelogrammes auvU nicht nur die Richtung, ſondern auch die Größe der Geſchwindigkeit an, mit welcher das Waſſer den Canal verlaſſen und mit welcher es abſolut (im Raume betrachtet) in das fortſchreitende Gefäß eintreten ſoll.

Diese absolute Eintrittgeschwindigkeit U zerlegt sich dann in zwei Componenten, in diejenigen v und u.

Denn indem das Gefäß sich vor dem in der Richtung aU eintretenden Wasserstrahle mit der Geschwindigkeit und in der Richtung $av = v$ fortbewegt, verhält die Sache sich gerade so, als ob das Gefäß still stehn und das Wasser in demselben in der Richtung und mit der Geschwindigkeit $au = u$ seine Bewegung beginnen würde.

Diese letztere Richtung und Geschwindigkeit besitzt also das Wasser relativ zum fortschreitenden Gefäße, obwohl es in dasselbe mit der absoluten Geschwindigkeit U in der Richtung aU eintritt.

2. Bestimmung der Ausflußgeschwindigkeit.

Die wichtige Frage ist nun, mit welcher Geschwindigkeit fließt das Wasser bei b aus dem Gefäße aus?

Müßte das Wasser dem Gefäße nicht zugeleitet werden, stellt man sich dasselbe also bis auf die Höhe h angefüllt vor, so würde der Ausfluß bei b offenbar mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ beginnen, ob nun das Gefäß in Bewegung sei oder nicht.

Da aber der Eintritt in das gefüllt gedachte Gefäß mit der relativen Geschwindigkeit u erfolgt, so wird die Druckhöhe, welche bei b den Ausfluß erzeugt, nicht nur durch die Höhe h gemessen, sondern es muß diese Höhe h noch um eine weitere Druckhöhe vermehrt werden, welche gleich ist $\frac{u^2}{2g}$.

Diese totale Pressungshöhe, welche bei b die Ausflußgeschwindigkeit u_1 erzeugt, ist also

$$h_2 = \frac{u_1^2}{2g} = h + \frac{u^2}{2g} \quad \ldots\ldots 15)$$

Multiplicirt man die Glieder dieses Ausdruckes mit $2g$, so wird

$$u_1^2 = 2gh + u^2$$

und man erhält für die gesuchte Ausflußgeschwindigkeit den Werth

$$u_1 = \sqrt{2gh + u^2} \quad \ldots\ldots 16)$$

Dieser Ausdruck ist die Hauptgleichung für den Bau der sogenannten Reactions-Turbinen, gegen welchen, wie wir später finden werden, sehr viel gesündigt wird.

Durch diese Gleichung ist nun auch der Querschnitt Δ der Ausflußöffnung bei b bestimmt, denn es muß dieser Querschnitt sein

$$\Delta = \frac{Q}{\sqrt{2gh + u^2}} \quad \ldots\ldots 17)$$

wenn in dem vorliegenden Gefäße die sämmtlichen Geschwindigkeiten die angegebenen Werthe im Beharrungszustande beibehalten sollen.

Der numerische Werth der relativen Eintrittgeschwindigkeit ist gleich

$$u = \frac{Q}{\Delta_2},$$

wenn Δ_2 den Querschnitt des Gefäßes an der Eintrittstelle a bezeichnet.

3. Absolute und relative Durchflußgeschwindigkeiten.

Der numerische Werth der absoluten Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser in das Gefäß eintreten soll, ergiebt sich durch die geometrischen Verhältnisse im Dreiecke a v U zu

$$U^2 = v^2 + u^2; \qquad U = \sqrt{v^2 + u^2} \quad . \quad . \quad . \quad 18)$$

dieß gilt indessen nur für den Fall, daß a u rechtwinklig zu a v steht, was im vorliegenden Beispiele angenommen werden soll.

Für die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser das Gefäß Fig. 17 verläßt, erhält man durch die Beziehungen im Dreiecke b u_1 w

$$w = u_1^2 + v^2 - 2\,u_1\,v\cos\gamma \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 19)$$

und es zeigt auch hier wieder die Diagonale w des Parallelogrammes sowohl die Größe als auch die Richtung an, in welcher sich das Wasser nach seinem Austritt aus dem Gefäße im Raume bewegt.

In Wirklichkeit tritt das Wasser relativ zum Gefäße (wenn man letzteres als stillstehend betrachtet) in der Richtung und mit der (relativen) Geschwindigkeit b $u_1 = u_1$ aus; allein weil dasselbe in der nämlichen Zeit, als es von b nach u_1 gelangen würde, sammt dem Rade von b nach v gelangt, so ist seine wirkliche absolute Bewegung (im Raume) nach der Diagonale b w des Parallelogrammes b v u_1 w gerichtet und mit der Geschwindigkeit w der Formel 19) fließt dasselbe in der Richtung b w vom Rade weg.

Hinsichtlich der Pressungs- und Reibungsverhältnisse für den Durchfluß des Wassers durch das Gefäß verhält sich die Sache gerade so, als ob das Gefäß still stehn, das Wasser mit der Geschwindigkeit u in der Richtung a u in das Gefäß eintreten, dasselbe mit beständig zunehmender Geschwindigkeit (entsprechend der Verminderung des Gefäßquerschnittes) durchfließen und schließlich dasselbe mit der Geschwindigkeit u_1 (bestimmt durch Formel 16) in der Richtung b u_1 verlassen würde.

Dieser eben betrachtete Weg des Wassers gegenüber dem Gefäße nach der Linie a u b ist der sogenannte relative Wasserweg

und die dabei vorhandenen Geschwindigkeiten u und u_1 sind die sogenannten relativen Ein- und Austrittgeschwindigkeiten.

Im Raume dagegen, d. h. absolut betrachtet, durchläuft jedes Wassertheilchen einen Weg in der Richtung aUz, indem es mit der Geschwindigkeit aU seine Bewegung im Gefäße beginnt, dasselbe mit beständig abnehmender Geschwindigkeit durchfließt und schließlich mit der Geschwindigkeit w in der Richtung zw = bw verläßt und in dieser Richtung auch vom Gefäße weg weiter fließt.

Um keine Zweideutigkeit in diesem für den Turbinenbau wichtigsten aller Punkte übrig zu lassen, stelle man sich vor, das Gefäß sei von Glas angefertigt, also durchsichtig, und man betrachte von außen während des Durchflusses durch das sich fortbewegende Gefäß (das man wegen seiner Durchsichtigkeit gar nicht sehen solle) die Bewegung eines im Wasser schwimmenden Gegenstandes, so durchläuft derselbe die Linie aUz mit den eben erwähnten Geschwindigkeiten aU abnehmend bis w und es ist dieser Weg des Gegenstandes (wie jedes Wassertheilchens) der sogenannte absolute Wasserweg und die Geschwindigkeiten aU bis bw = zw die absoluten Ein- und Austrittgeschwindigkeiten des Wassers.

Es würde wohl mancher hochgelehrte Herr Professor mitleidig lächeln über die ausführliche Darstellung dieses Verhältnisses; der Verfasser weiß aber aus Erfahrung, daß wenige Turbinenbauer eine vollkommen klare Vorstellung von dieser Sache haben und daß unzählige Techniker die absoluten und relativen Geschwindigkeiten und Richtungen des Wassers beständig verwechseln.

Auf einem klaren Einblick in die Gesetze der absoluten und relativen Bewegung des Wassers beruht das ganze Verständniß des Turbinenbaues, das ganze Geheimniß seiner Gesetze, und wer diesen Einblick nicht erworben hat, dem kann alles Weitere niemals recht verständlich werden.

4. Bestimmung der übertragenen Arbeit reagirender Wasserstrahlen und Reactions-Druck.

Um die durch Reaction und Action (erstere ist ausnahmslos mit der zweiten verbunden) auf ein bewegliches Gefäß übertragene Arbeit zu bestimmen, hat man nur die lebendige Kraft des vom Gefäße wegfließenden Wassers von demjenigen Arbeitsvermögen abzuziehn, welches das Wasser vor seinem Ausflusse besitzt.

Dabei ist wohl darauf zu achten, daß das Arbeitsvermögen des Wassers vor dem Ausflusse, wo also die Pressung der Wassersäule h

nicht ganz in Geschwindigkeit übergegangen ist, theils in Form von lebendiger Kraft (Geschwindigkeit), theils aber noch in Pressung besteht, und daß überhaupt bei dieser Wirkungsweise des Wassers (durch Reaction und Action) das Arbeitsvermögen des Wassers niemals ganz in Form von Geschwindigkeit übergeht. Es wird dabei vielmehr ein großer Theil der Pressung direct auf das sich bewegende Gefäß übertragen, ohne daß das Wasser vorher beschleunigt worden ist, resp. ohne daß diese Pressung vorerst in Geschwindigkeit übergegangen ist, während dagegen bei einem durch Action wirkenden Wasserstrahle nur die Geschwindigkeit in Arbeit übergeht (als Druck auf das Gefäß übertragen wird), indem dabei das ganze Arbeitsvermögen vorerst in Geschwindigkeit (lebendige Kraft) umgewandelt werden muß.

Auch über diesen Punkt sind (wie der Verfasser unzählige Male erfahren hat) viele Turbinenbauer nicht recht klar, wie denn überhaupt der Vorgang bei einem durch Reaction (natürlich in Begleitung mit Action) wirkenden Wasserstrahle ein weitaus complicirterer und schwieriger faßlicher ist, als bei Wirkungsweise durch reine Action des Wassers.

Das Arbeitsvermögen des Wassers vor dem Ausfluß aus dem Gefäße wird dargestellt einerseits durch die Druckhöhe h, anderseits durch diejenige Druckhöhe, welche der absoluten Eintrittgeschwindigkeit U entspricht, also durch $\frac{U^2}{2g}$.

Es ist somit die ganze Arbeitsfähigkeit

$$L = h + \frac{U^2}{2g} QG,$$

wobei G wieder das Gewicht der Cubikeinheit Wasser bezeichnet.

Diese Arbeitsfähigkeit ist aber mit Berücksichtigung von Gleichung 18) auch

$$L = \left(h + \frac{u^2 + v^2}{2g}\right) QG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 20)$$

Dagegen ist die lebendige Kraft des Wassers nach seinem Ausfluß aus dem Gefäße

$$L_2 = \frac{w^2}{2g} QG,$$

oder mit Berücksichtigung von Gleichung 19)

$$L_2 = \frac{(u_1^2 + v^2 - 2 u_1 v \cos y)}{2g} QG \quad . \quad . \quad . \quad 21)$$

Die Differenz dieser Werthe 20) und 21) oder die vom Wasser auf das Gefäß übertragene Arbeit ist somit

$$N_a = L - L_2 = \left(\frac{u^2 - u_1^2 + 2\,u_1\,v\cos y}{2\,g} + h\right) QG \quad 22)$$

oder mit Berücksichtigung von Gleichung 15)

$$N_a = \frac{u_1\,v\cos y}{g} QG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 23)$$

Der Druck auf das Gefäß in der Richtung der Bewegung desselben ergiebt sich nun sofort, indem man die übertragene Arbeit durch die Geschwindigkeit des Gefäßes dividirt, d. h. es ist dieser Druck

$$P = \frac{N_a}{v} = \frac{u_1 \cos y}{g} QG \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 24)$$

Bezeichnet man nun wieder mit Δ den Querschnitt des Gefäßes an der Austrittstelle, mit F denjenigen an der Eintrittstelle, so ist zunächst $Q = \Delta u_1$, und es wird die Gleichung 15), wenn man in derselben berücksichtigt, daß

$$Q = \Delta u_1 = F u,$$

$$h_2 = \frac{u_1^2}{2\,g} = h + \frac{u^2}{2\,g} = h + \left(\frac{\Delta}{F}\right)^2 \frac{u_1^2}{2\,g} \quad . \quad 25)$$

Bestimmt man aus dieser Gleichung den Werth von u_1, so erhält man

$$\frac{u_1^2}{2\,g} = \frac{h}{1 - \left(\frac{\Delta}{F}\right)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 26)$$

Setzt man diesen Werth von $\frac{u_1^2}{2\,g}$ in die Gleichung 24) ein, nachdem man in derselben den Werth Q durch Δu_1 ersetzt hat

$$\left(P = \frac{u_1 \cos y}{g} \Delta u_1 G\right),$$

so wird schließlich der horizontale Reactionsdruck

$$P = 2\frac{u_1^2}{2\,g} \Delta G \cos y = 2\,\Delta G \cos y \frac{h}{1 - \left(\frac{\Delta}{F}\right)^2} \quad . \quad 27)$$

Ist nun die Oberfläche F des Gefäßes sehr groß, so daß der Querschnitt Δ der Ausflußöffnung dagegen vernachlässigt werden kann, so wird der Nenner

$$1 - \left(\frac{\Delta}{F}\right)^2$$

in obigem Ausdrucke gleich 1 und es ist somit für diesen Fall

$$P = 2\Delta G \cos y\, h = 2h\Delta G \cos y \quad . \quad . \quad . \quad 28)$$

Dieß ist der allgemeine Ausdruck für den Reactionsdruck für jede beliebige Austrittrichtung y.

Für einen horizontal ausfließenden Strahl verschwindet der Winkel y und da der Cosinus des Winkels von Null Graden = 1 ist, so wird

$$P = 2h\Delta G \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 29)$$

d. h. es ist der horizontale Reactionsdruck eines horizontal ausfließenden Strahles gleich dem Gewicht einer Wassersäule vom Querschnitt Δ des Strahles und von der Höhe gleich dem Doppelten der Geschwindigkeitshöhe h, oder gleich dem Gewicht einer Wassersäule $2h\Delta$.

Dieser Druck ist also gleich demjenigen bei der rechtwinkligen Ablenkung eines Wasserstrahles durch eine ruhende ebene Fläche.

5. Es ist bei der oben beibehaltenen Benennung Reactions-Druck sowohl als bei der durch die sogenannte Reaction übertragenen Arbeit wohl darauf zu achten, daß weder der vorhandene Druck noch die übertragene Arbeit durch die reine Reaction des Wassers hervorgebracht wird, daß ein Theil dieser Wirkung vielmehr eine Folge der Ablenkung der beschleunigten ausfließenden Wassermasse ist, welche hiebei durch Action auf das Gefäß einwirkt und die durch die Reaction ausgeübte Pressung vermehrt.

Man kann sich diesen Vorgang auf folgende Weise verdeutlichen.

So lange die Ausflußöffnung verschlossen bleibt, ist der hydrostatische Wasserdruck auf dieselbe gleich $h\Delta G$, indem eine Wassersäule von der Höhe h auf die Oeffnung drückt.

Es ist nun kein Grund vorhanden, daß dieser Druck größer werden soll während des Abflusses des Wassers, insofern man von der Actionswirkung des Letztern absieht.

Wohl aber kann man sich vorstellen, daß das Wasser, um aus seiner anfänglichen verticalen Bewegungsrichtung in die Ausflußrichtung überzugehn, um 90 Grade abgelenkt werden muß.

Die anfängliche Geschwindigkeit, mit welcher diese Ablenkung beginnt, ist bei sehr großem Querschnitt F gleich Null, die Geschwindigkeit nach beendigter Ablenkung (beim Ausflusse) aber ist gleich u_1 und es findet somit die ganze Ablenkung mit einer mittlern Geschwindigkeit v statt, welche die Mitte hält zwischen Null und u_1, d. h. es ist diese mittlere Geschwindigkeit gleich $\frac{1}{2} u_1$.

Diese Geschwindigkeit $\frac{1}{2} u_1$ ist aber (da U und u bei unendlich großem Werthe von F gleich Null ist) auch gleich $\frac{1}{2}\sqrt{2gh}$ und somit der Druck des mit dieser Geschwindigkeit um einen rechten Winkel abgelenkten Wasserstrahles (auf die relativ zum Strahle ruhende Fläche) gleich

$$2 \times \tfrac{1}{2} h \Delta G = h \Delta G,$$

d. h. gleich dem hydrostatischen Wasserdrucke auf die Ausflußöffnung.

Der oben gefundene sogenannte Reactionsdruck besteht sonach aus zwei verschiedenen Factoren, nämlich aus dem einseitig aufgehobenen Wasserdrucke oder der reinen Reaction und aus der Actionswirkung der ausfließenden Wassermenge.

In dem Maße, als der Werth von F sich vermindert, vermindert sich in demselben Maße der Antheil, welchen die Reaction an der totalen auf das Gefäß ausgeübten Pressung hat, und wenn schließlich die beiden Querschnitte Δ und F gleich groß sind, so ist die Geschwindigkeit u des relativen Wassereintrittes gleich der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1, die durch die Actionswirkung erzeugte Pressung ist gleich

$$2 h \Delta G,$$

d. h. gleich dem totalen, überhaupt auf das Gefäß ausgeübten Drucke, und es kommt sonach in diesem Falle der Reaction gar kein Antheil mehr an diesem totalen Drucke zu, oder mit andern Worten, die Reaction verschwindet in diesem Falle und es findet reine Actionswirkung des Wassers statt.

Man kann daraus entnehmen, daß im erstern der oben erwähnten Fälle, wo nämlich der Werth von u und U = Null oder F unendlich groß ist, das Maximum der Reaction eintritt, und da ihr Antheil in diesem äußersten Falle nur die Hälfte von der totalen Pressung beträgt, so geht auf unzweideutige Weise daraus hervor, daß, wenn man diesen äußersten Fall realisiren könnte (was nicht möglich ist), oder mit andern Worten, wenn man einen reinen Reactionsapparat vor sich hätte, derselbe dem Wasser im günstigsten Falle nur die Hälfte der ihm innewohnenden lebendigen Kraft entziehn könnte, eine Behauptung, welche einen heißspornigen Recensenten zu einem sehr abfälligen Urtheil über das vorliegende Werk veranlaßt hat.

Es fällt dem Verfasser nicht ein, an der oben entwickelten Theorie der Reaction (wie sie zuerst von Weißbach nach Poncelet's Vorgange aufgestellt und seitdem allgemein adoptirt worden ist) etwas ändern zu wollen; denn diese Theorie ist in der Hauptsache durch zahlreiche Versuche bestätigt und ganz unzweifelhaft richtig.

Es handelt ſich hier nur darum, den ſehr complicirten combinirten Vorgang, welchen man mit dem Namen Reactionswirkung zu bezeichnen pflegt, zu zergliedern und den Antheil feſtzuſtellen, welchen die Reaction ſelbſt an dieſer Wirkung hat.

Es iſt in neuerer Zeit Mode geworden, in den Theorien der hydrauliſchen Motoren äußerſt complicirte Formeln in Anwendung zu bringen, indem man, ſtatt einen ſummariſchen Widerſtands-Coefficienten am Schluſſe der Hauptgleichungen beizufügen, es ſonderbarer Weiſe vorzieht, eine Menge ſolcher Coefficienten ſchon in den Entwicklungen beizufügen, wodurch jede Ueberſichtlichkeit der Ableitung und der einzelnen Ausdrücke ſelbſt verloren geht.

Es iſt indeſſen dem Practiker nicht damit gedient, ſich ellenlanger, wenn auch noch ſo elegant abgeleiteter Ausdrücke zu bedienen; denn wer im practiſchen Leben eine Stellung einnimmt, hat dazu weder Zeit noch Luſt, und dieß iſt denn auch die Urſache, daß die meiſten der an und für ſich ganz werthvollen Theorien entſtehn und wieder verſchwinden, ohne eine Spur in der Praxis zurückgelaſſen zu haben.

Dieſe neuern Turbinentheorien ſtellen ſich zudem meiſt auf einen ſehr hohen Ausgangspunkt. Man giebt ſich keine Mühe, den cauſalen Zuſammenhang der Sache dem weniger Geübten klar zu machen, und gerade dieſer iſt es, welcher den Practiker intereſſirt und ihm die Mittel an die Hand giebt, über die Verläßlichkeit eines theoretiſchen Ergebniſſes ein Urtheil zu fällen.

Wirkungsart des Waſſers in den verſchiedenen hydrauliſchen Motoren.

§ 8.

A. Waſſerräder.

Nach den Erläuterungen des vorigen Paragraphen kann nun die Art und Weiſe, wie das Waſſer in den verſchiedenen hydrauliſchen Motoren zur Wirkung gelangt, leicht feſtgeſtellt werden.

a. Stoßrad oder Löffelrad. Fig. 1 Tafel 2.

Dieſes denkbar einfachſte Waſſerrad wird in den meiſten gebirgigen Gegenden noch häufig angewendet, wobei daſſelbe meiſtens direct mit

dem zu betreibenden Apparate verbunden, z. B. direct auf der Achse eines Mahlganges angebracht ist.

Das Wasser wird aus einem offenen oder geschlossenen Canale a in schiefer Richtung von oben mit voller Geschwindigkeit auf die geraden oder gebogenen Schaufeln geleitet.

Die Schaufeln, und zwar sowohl die geraden als die gebogenen bilden öfter einen Winkel von 50 bis 70 Graden gegen den Horizont und das Zuleitungsgerinne hat eine Neigung von 20 bis 40 Graden, so daß das Wasser ganz rechtwinklig auf die Schaufeln aufschlägt.

Gewöhnlich haben diese Räder nur einen kleinen Durchmesser von $1^1/_4$ bis 2 Meter, eine Höhe von 0,30 bis 0,60 Meter, und die Schaufeln eine radial gemessene Länge von 0,30 bis 0,50 Meter.

Angewendet werden diese Räder auch noch in ganz neuester Zeit, wo Betriebskraft für ein kleines industrielles Gewerbe im Ueberflusse und namentlich wo ein großes Gefälle (3 bis 10 Meter) vorhanden ist.

In einer Säge oberhalb der Mühle des Herrn Dubied in St. Sulpice (Val de Travers, Schweiz) wurde vor einem Jahre ein Rad dieser Art erstellt für ein Gefälle von 5 Metern, wobei ein unbegrenztes Wasserquantum zur Verfügung steht.

Das Rad hat 12 radial gestellte gerade Schaufeln, eine horizontale Achse, und das Wasser tritt unterhalb der letztern in das Rad ein, d. h. es ist dasselbe wie ein unterschlächtiges Wasserrad aufgestellt. Die Breite des Rades beträgt 1,200 Meter, der Durchmesser 1,000 Meter, und es setzt dasselbe mittelst zwei direct auf der Achse des Rades sitzenden Kurbeln mit je einer Schubstange zwei Gattersägen in Betrieb, welche bis 0,75 Meter dicke Stämme schneiden.

Das Rad macht ungefähr 120 Umdrehungen in einer Minute und der Vorschub der Sägehölzer per Schnitt ist circa 3 Millimeter.

Man muß gestehn, daß dieß die denkbar einfachste und billigste Anlage ist.

Die Nutzleistung des Stoßrades ist eine sehr geringe, und dennoch darf man mit seiner Leistung in Anbetracht seiner außerordentlichen Einfachheit zufrieden sein. Sie beträgt 40 bis 50 Procente des theoretischen Maximaleffectes.

Der letztere ist nach 5. § 6 gleich der Hälfte von der dem Wasser innewohnenden mechanischen Arbeit Qh, wenn die Schaufeln vor dem zufließenden Wasser mit dessen halber Geschwindigkeit zurückweichen, d. h. wenn die Umfangsgeschwindigkeit des Rades die Hälfte von der Zuflußgeschwindigkeit des Wassers beträgt.

In Wirklichkeit ist diese vortheilhafteste Geschwindigkeit noch etwas kleiner, nämlich gleich 0,4 bis 0,45 von der Geschwindigkeit v des zufließenden Wassers.

Die Nutzleistung des Stoßrades ist somit nur 20 bis 25 Procente des totalen theoretischen Effectes der Wasserkraft.

Dieser geringe Nutzeffect ist in der unregelmäßigen Wirkungsweise des Wassers, in dem (bei schief gestellten Schaufeln sowohl als bei gerade stehenden) schiefen Wasserdrucke, von welchem nur eine horizontale Componente gewonnen wird, und in der ungleichen Geschwindigkeit der innern und äußern Schaufeltheile begründet.

Je mehr der Durchmesser des Rades vergrößert wird, um so geringer werden die genannten Unregelmäßigkeiten und um so besser die Nutzleistung des Rades. Legt man die Achse dieses Rades horizontal und läßt man das Wasser unterhalb der Achse rechtwinklig gegen die Schaufeln zufließen, so geht das Stoßrad in das unterschlächtige Rad Fig. 2 Tafel 2 über.

Durch die Anwendung ausgehöhlter (doppelt gebogener) Schaufeln wird die Nutzleistung des Löffelrades erhöht.

Schon bei diesem einfachen Motor, meist in abgelegenen Gegenden angewendet, hat die rohe Praxis zu dem Resultate geführt, daß die gebogenen Schaufeln, mit der hohlen Seite dem einfließenden Wasserstrahle zugewendet, eine bessere Wirkung geben als die geraden, flachen Schaufeln.

Der Grund hiervon ist leicht einzusehn. Während bei den geraden Schaufeln das Wasser nur durch Stoß allein auf das Rad einwirken kann, kommt bei den gebogenen Schaufeln auch die Action des Wassers einigermaßen zur Aeußerung, welche die Wirkung des Stoßes verstärkt.

Während also das Rad mit ebenen Schaufeln ein reines Stoßrad ist, wirkt in demjenigen mit löffelartig gebogenen Schaufeln (daher der Name Löffelrad) das Wasser durch Stoß und durch Action.

b. Unterschlächtiges Rad. Fig. 2 Tafel 2.

Diesem Rade, welches in allen Ländern in unzähligen Exemplaren in Anwendung ist, wird das Wasser ebenfalls in ganz „gespanntem" Zustande zugeführt, d. h. es wird das Wasser mit der vollen, dem Gefälle entsprechenden Geschwindigkeit in das Rad eingelassen.

Ob das Wasser durch eine Schütze gespannt wird, wie in Fig. 2, oder ob (was oft geschieht) das Wasser in einem schief liegenden Canale gegen das Rad fließend seine Geschwindigkeit erlangt, bleibt für seine Einwirkung auf das Rad gleichwerthig.

Das Rad ist gewöhnlich nur mit geraden, radial gestellten Schaufeln versehn und man läßt das Wasser in normaler Richtung auf dieselben einfließen.

Dieses Rad ist, wenn es mit geraden Schaufeln versehn ist, ein *reines Stoßrad* und unterscheidet sich von demjenigen Fig. 1 nur durch die horizontale Lage der Achse und die geraden Schaufeln.

Wir haben bereits in § 6 gesehn, daß alle derartigen *nur mit Stoß allein* arbeitenden Motoren dem Wasser im günstigsten Falle (bei Vernachlässigung aller Nebenhindernisse) *nur die Hälfte der ihm innewohnenden mechanischen Arbeit entziehn* und daß (theoretisch) die Geschwindigkeit des Receptors (der Radschaufeln) *genau die Hälfte* (in der Wirklichkeit 0,45) derjenigen des ins Rad eintretenden Wassers sein soll.

In neuerer Zeit wird das unterschlächtige Wasserrad in der Weise verbessert ausgeführt, daß man die radial gestellten Schaufeln nach Fig. 2 Tafel 2 durch schief gestellte Schaufeln ersetzt, welche da, wo sie das Wasser verlassen, weniger aufwerfen und zudem den stoßenden Wasserstrahl besser auffassen.

Noch vortheilhafter sind die ebenfalls in Fig. 2 ersichtlichen gebrochenen Schaufeln, welche ebenfalls leichter das Unterwasser verlassen und doch eine etwas stärkere Ablenkung des eintretenden Wassers verursachen.

Das unterschlächtige Wasserrad wird gewöhnlich nur für ganz kleine Gefälle bis zu $^1/_2$ bis $^2/_3$ Meter, dagegen für alle möglichen Wasserquantitäten angewendet.

Wir werden später bei der speciellen Behandlung der Wasserräder sehn, welche von den verschiedenen Arten für eine bestimmte Wasserkraft den besten Nutzeffect leistet.

Das unterschlächtige Rad wird noch dann und wann (meist in abgelegenen Gegenden) für größere Gefälle bis zu 6 Meter angewendet, wobei das Wasser sodann ähnlich wie bei dem Stoßrad durch ein stark geneigtes Gerinne in das Rad geleitet wird.

Das unterschlächtige Wasserrad erhält keine Seitenwände (Seitengetäfer), dagegen läuft es in einem von zwei Seitenwänden gebildeten Canale, welcher möglichst nahe an die Schaufeln herangeht, damit nicht zuviel Wasser ohne Wirkung auf das Rad zwischen den Schaufeln und den Seitenwandungen des Canales verloren geht.

Aus dem letztern Grunde wird das Rad auch vortheilhaft mit einem kurzen *Gerinne* BD, Fig. 2 Tafel 2, versehn, d. h. es schließt sich der Boden auf diese Strecke möglichst genau an den Umfang des Rades an.

Das Gerinne oder dieser anschließende Theil, welcher genau concentrisch zum Rade selbst ist, wird in der Regel aus Brettern oder Bohlen, oft aber auch aus behauenen Steinen oder aus Beton angefertigt.

c. Kropfrad. Fig. 4 Tafel 2.

Bei diesem Rad, welches gewöhnlich ebenfalls mit geraden, radial gestellten Schaufeln versehn ist, wird das Wasser dem letztern in nur theilweise gespanntem Zustande zugeführt, d. h. man läßt nur einen Theil von der vorhandenen Druckhöhe des Wassers in Geschwindigkeit übergehn, während das Wasser durch den Rest der Druckhöhe mit seinem Gewichte auf den Motor einwirkt.

Das Wasser tritt mit einer größern Geschwindigkeit in das Rad ein, indem man dasselbe durch eine schiefstehende Schütze s spannt und sodann über eine wohl abgerundete Schwelle A (den sogenannten Kropf) mit Stoß in das Rad eintreten läßt.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist kleiner als die Eintrittgeschwindigkeit des Wassers, und deßhalb wirkt das Wasser mit demjenigen Theil des Gefälles, welcher der Einlaufgeschwindigkeit im Rad entspricht, mit Stoß auf das letztere ein.

Auf dem Reste des Gefälles wirkt dagegen das Wasser nur noch vermöge seines Gewichtes auf das Rad ein und es ist das letztere, um das Wasser immer auf den Schaufeln aufruhend (drückend) zu erhalten, vom Kropfe an bis zur Ablaufstelle c mit einem möglichst genau anschließenden Mantel BC (dem sogenannten Gerinne) umgeben, während auch beiderseitig das Rad durch Mauern oder Holzwände eingegrenzt ist, so daß die Zwischenräume zwischen den einzelnen Schaufeln abgeschlossene Zellen bilden.

Oft wird das Rad auch mit wirklichen Seitenwänden (Seitengetäfern) ausgeführt.

Auch bei diesem Rade werden in neuerer Zeit die Schaufeln nicht mehr gerade, sondern gebrochen angefertigt (wie Fig. 4 Tafel 2 dieß zeigt), damit dieselben beim Austritt aus dem Unterwasser weniger Wasser aufwerfen.

Die Einlaufschütze (Spannschütze) s wird deßhalb schief und nicht vertical gestellt, um das Wasser mehr tangential in das Rad einleiten zu können.

Das Kropfrad erhält passende Anwendung bei Gefällen von $^1/_2$ bis $1^1/_2$ Meter und für beliebig große Wassermengen.

d. Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf. Fig. 8 Tafel 2.

Da durch Stoßräder nur die Hälfte der lebendigen Kraft dem Wasser entzogen werden kann, so wird ein Wasserrad wie das vorhergehende Fig. 4 eine um so bessere Wirkung ergeben, mit je weniger Stoß man das Wasser arbeiten, d. h. auf einen um so größern Theil des Gefälles man dasselbe vermöge seines Gewichtes wirken läßt.

Dieser Gedankengang führt auf das Schaufelrad mit Ueberfalleinlauf. Das Wasser fällt dabei über eine abgerundete Ueberfallschwelle Q und zwar nur auf eine solche Höhe herunter, als nothwendig ist, um dem Wasser diejenige Geschwindigkeit zu ertheilen, mit welcher der Radumfang selber sich bewegt.

Das Wasser tritt also hier relativ zum Rad ohne Geschwindigkeit in das Rad ein (wenigstens mit einer sehr unbedeutenden) und es findet somit bei diesem Eintritte keine wesentliche Stoßwirkung statt. Die ganze Einwirkung des Wassers auf das Rad geschieht daher hier vermöge seines Gewichtes, was (wie die Folge zeigen wird) günstig für die Nutzleistung des Rades ist. Auch hier ist das Gerinne nothwendig.

Die Ueberfallschwelle A (von Eisen oder Holz angefertigt) ist an der Einlaufschütze befestigt und vertritt den Kropf des Kropfrades Fig. 4.

Auch hier wird die Schütze schief gestellt, um eine mehr tangentiale (auf die radialen Schaufeln normale) Eintrittrichtung des Wassers zu erhalten.

Das Ueberfallrad erhält passend eine Anwendung bei Gefällen von $1\frac{1}{2}$ bis $2\frac{1}{2}$ Metern und für Wassermengen bis zu 3 Cubikmetern per Secunde.

e. Schaufelrad mit Coulissen-Einlauf. Fig. 9 Tafel 2.

Dieses unterscheidet sich von dem vorhergehenden nur dadurch, daß das Wasser nicht in einem einzigen Strahle, sondern durch gebogene Flächen (Coulissen) in mehrere übereinanderliegende Strahlen getheilt in das Rad eingeführt wird.

Das Wasser wirkt ganz wie bei dem vorhergehenden Rade auf das letztere ein.

Der Coulisseneinlauf wird deßhalb angewendet, um auch bei höherem Gefälle einen bessern (möglichst tangentialen) Einlauf des Wassers und eine gleichmäßigere Führung desselben zu erhalten.

Angewendet wird dieser Einlauf daher nur bei Gefällen, die noch größer sind als $2\frac{1}{2}$ Meter, und findet Verwendung bis zu 6 und 8 Meter Gefälle für Wasserquantitäten bis zu 3 Cubikmetern per Secunde.

Da bei größern Gefällen (über $3\frac{1}{2}$ Meter) der Wasserverlust zwischen Rad und Gerinne in Folge des großen Wasserdruckes auch bei einem sehr eng anschließenden Gerinne immer noch bedeutend ausfällt, so wendet man für solche Verhältnisse nicht mehr das Schaufelrad, sondern das Zellenrad, Fig. 5 Tafel 2, aber ebenfalls mit Coulissen-einlauf an.

f. Zellenrad mit Coulissen-Einlauf. Fig. 5 Tafel 2.

Dasselbe hat statt der geraden Schaufeln eigentliche Zellen (Kübel) und wird mit und ohne Gerinne ausgeführt.

Die Wirkungsweise des Wassers ist dieselbe wie beim Rade d. und e.

Das rückschlächtige Kübelrad oder Zellenrad mit Coulisseneinlauf wird angewendet bei Gefällen von 3 bis $7\frac{1}{2}$ Metern, aber nur für Wasserquantitäten von $\frac{1}{2}$ bis $1\frac{1}{2}$ Cubikmeter per Secunde.

Bei größern Gefällen, sowie bei Wassermengen kleiner als $\frac{1}{2}$ Cubikmeter per Secunde leistet das oberschlächtige Wasserrad bessere Dienste.

g. Poncelet-Rad. Fig. 3 Tafel 2.

Dieses Rad ist wie das gewöhnliche unterschlächtige Wasserrad, Fig. 2, angeordnet, aber statt der geraden radialen Schaufeln mit gebogenen Schaufeln ausgerüstet, welche außen genau gegen das eintretende Wasser verlaufen. Letzteres tritt daher *ohne Stoß* in die Radcanäle ein, wirkt zunächst durch *Action* auf das Rad ein, indem es in den gebogenen Canälen seiner Eintrittgeschwindigkeit entsprechend in die Höhe steigt und während des Zurückfallens noch vermöge seines Gewichtes auf das Rad einwirkt.

Das Wasser wirkt also bei diesem Rade durch *Action* und durch sein *Gewicht*.

Da nun (wie sich später ergeben wird) sowohl durch die *Action* als durch den *Druck* des Wassers dem letztern seine ganze innewohnende Arbeit entzogen werden kann (insofern man von den unvermeidlichen Nebenhindernissen absieht), so muß dieses Rad bei richtig gewählten Dimensionen eine gute Wirkung ergeben.

Vermöge seiner Wirkungsart *durch Action* unterscheidet sich das Poncelet-Rad wesentlich von allen ältern Wasserrädern und bildet so zu sagen den Uebergang von den Wasserrädern zu den Turbinen, indem es die einzige Anordnung eines Wasserrades ist, bei welcher neben der Einwirkung des Wassers durch das Gewicht noch besonders diejenige durch *Action* zur Geltung gelangt. Das Poncelet-Rad ist eigentlich

in der That nichts anderes als eine Turbine mit horizontaler Achse, mit äußerem Wasser-Ein- und Austritt. Wir wollen indessen am alten Sprachgebrauch nichts ändern und das Poncelet-Rad wie üblich bei den Wasserrädern behandeln.

Das Wasser wirkt beim Poncelet-Rade nicht nur beim Eintritte in das Rad (indem es mit abnehmender Geschwindigkeit an den krummen Schaufeln hinaufgleitet), sondern auch während des Niedersinkens durch Action auf die Schaufeln ein, da das Niedersinken mit beschleunigter Geschwindigkeit erfolgt. Erst wenn dieses Herabsinken stattgehabt hat, wirkt das Wasser noch durch sein Gewicht auf die Schaufeln ein, doch ist die letztere Wirkung verschwindend klein gegenüber den erstern.

Die Einlaufschütze kann beim Poncelet-Rade (wie beim gewöhnlichen unterschlächtigen Rade) sowohl geneigt als auch gerade stehn, doch pflegt man dieselbe meistens um 40 bis 60 Grade geneigt gegen den Horizont zu stellen und zwar einerseits, weil dabei der untere Theil der Schütze näher am Rade angebracht werden kann, und anderseits, weil diese Stellung eine kleinere Contraction und einen geringern Geschwindigkeitsverlust im Gefolge hat.

Das Poncelet-Rad wird angewendet für Gefälle von $^1/_2$ bis $1^1/_2$ Meter und Wasserquantitäten von jeder Größe.

h. Das oberschlächtige Wasserrad. Fig. 10 Tafel 2.

Das Wasser wird in dasselbe mit einer Geschwindigkeit eingeführt, welche etwas größer ist als die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so daß der Eintritt ohne wesentlichen Stoß erfolgt. Das Wasser wirkt während der ganzen Dauer des Falles durch sein Gewicht auf das Rad ein, was vortheilhaft für dasselbe ist. Von dem Gefälle geht daher einerseits nur diejenige Höhe des Gefälles verloren, welche zur Erzeugung der Eintrittgeschwindigkeit nothwendig ist (dieser Verlust fällt um so größer aus, je größer die Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist), und anderseits diejenige Höhe über dem Unterwasserspiegel, in welcher im Mittel genommen das Wasser aus den Zellen fällt und somit aufhört, auf das Rad zu drücken.

Das oberschlächtige Wasserrad wird immer ohne Gerinne, dagegen mit seitlichen Abschlußwandungen (Seitengetäfern) ausgeführt und die Form der Zellen so gewählt, daß der Austritt des Wassers möglichst spät erfolgt. Aus Fig. 10 ist die gewöhnlich übliche Form der Zellen ersichtlich. Man macht dieselben entweder gradlinig aus Holz, oder, was vortheilhafter ist, die äußere Zellenwandung gebogen. Da letztere Form schwierig auszuführen oder mit großem Materialabfall verbunden

ist, macht man die gebogenen Zellen (wie im untern Theile Fig. 10 angedeutet) besser aus Eisenblech.

Die Einlaufschütze des oberschlächtigen Rades wird meistens vertical gestellt, da eine schiefe Lage hier weniger begründet ist, indem ohnedieß ein nahezu horizontaler Ausfluß aus der Schütze stattfindet und gewöhnlich ein besonderes, nach dem Radumfang gebogenes Einlaufstück angebracht wird.

Die Spannschütze kann auch ebensowohl in großer Entfernung vom Rade angebracht werden.

Das oberschlächtige Wasserrad ist für mäßige Kräfte ein sehr billiger Motor und ergiebt überdieß für Gefälle über 4 Meter eine sehr große Nutzleistung von 70 bis 75 Procenten, gehört also zu den bestwirkenden hydraulischen Motoren.

Es wird angewendet für Gefälle von 3 bis 15 Metern, in neuerer Zeit aber nur noch für Gefälle zwischen $3\frac{1}{2}$ bis 8 Metern und für Wassermengen bis zu 1 Cubikmeter per Secunde. Für größere Wassermengen und Gefälle fallen Motor und Transmissionen zu schwerfällig aus und werden weit vortheilhafter Turbinen angewendet.

i. Das Zuppinger'sche Wasserrad. Fig. 7 Tafel 2.

Dasselbe ist mit Ueberfalleinlauf und statt der geraden radialen Schaufeln mit gebogenen, weit gegen die Achse hinein verlängerten Schaufeln angeordnet.

Die letztern sind so gestellt, daß das mit ziemlich bedeutender Geschwindigkeit eintretende Wasser ohne Stoß in das Rad eintritt, vermöge seiner Geschwindigkeit längs den Schaufeln in die Höhe gleitet, indem es vermöge dieser Ablenkung durch Action auf das Rad einwirkt.

Nachdem die lebendige Kraft des Wassers erschöpft ist, sinkt es zwischen den Schaufeln wieder mit beschleunigter Bewegung nieder und wirkt sodann bis zur Austrittstelle noch vermöge seines Gewichtes auf das Rad ein.

Von dem ganzen Gefälle geht also hier (theoretisch) nur diejenige Druckhöhe verloren, welche der Abflußgeschwindigkeit des Wassers vom Rade entspricht. Die letztere ist gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

Das Zuppinger'sche Wasserrad beruht also ganz auf demselben Princip wie das unterschlächtige Poncelet-Rad und unterscheidet sich von diesem nur dadurch, daß es für größere Gefälle angewendet werden kann, daher denn der Einlauf des Wassers über einen Ueberfall stattfindet,

welcher an der Spannschütze befestigt, also den verschiedenen Wasserständen entsprechend verschiebbar ist.

Das Rad wird ohne Seitengetäfer, aber mit Gerinne ausgeführt und findet vortheilhaft Anwendung für kleine Gefälle bis zu $1^1/_2$ Meter und Wassermassen von 1 bis 10 Cubikmetern per Secunde.

Seine Nutzleistung beträgt 50 bis 65 Procente, was für große Wassermassen bei kleinen Gefällen eine sehr anerkennenswerthe Leistung ist, welche unter denselben Umständen kaum von einem andern Motor wesentlich übertroffen wird.

Unangenehm ist der Umstand, daß diese Räder keine große Umfangsgeschwindigkeit erhalten können und daher starke Räderübersetzungen auf schnelllaufende Transmissionen erheischen, aus welchem Grunde sie nur dann vortheilhaft sind, wenn in dem zu betreibenden Etablissement die Hauptmaschinen nur kleine Antriebgeschwindigkeiten erfordern, weil sonst durch die vielen Uebersetzungen ein zu großer Theil der Kraft durch Reibung consumirt wird.

k. Das Sagebien-Rad. Fig. 6 Tafel 2.

Dieses sucht mit geraden, aber schief gestellten Schaufeln dieselbe Einwirkungsweise des Wassers zu erreichen wie das vorhergehende Rad, doch ist dieß nur durch Anwendung einer noch *kleinern* Umfangs- und Eintrittgeschwindigkeit möglich, welche aber bedeutende Dimensionen des Rades und viele Rücksetzungen der Transmission im Gefolge haben.

Es sind in neuerer Zeit über das vorliegende Wasserrad äußerst übertriebene Berichte über dessen Vorzüge und Leistungen verbreitet worden.

In Wirklichkeit hat die von einem Motor *an und für sich selbst* abgegebene Kraft *nicht den mindesten Werth*, wenn diese Kraft bis zur Stelle ihrer Verwendung größtentheils wieder verloren geht.

Dieß ist aber beim Sagebien-Rade mehr als bei jedem andern Motor der Fall, da dieses Rad eine äußerst geringe Umdrehungsgeschwindigkeit besitzen muß und die Dimensionen des Rades selbst sowie der übersetzenden Haupttransmissionen äußerst schwerfällig ausfallen, was natürlich wieder mit sehr bedeutenden Reibungsverlusten verbunden ist.

Im Ganzen genommen ist daher dieses Rad als kostspielig, schwerfällig und unpractisch nicht zu empfehlen, obwohl es, auf der Wasserradwelle selbst gemessen, eine sehr gute Leistung von 70 bis 75 Procenten (vielleicht sogar bis zu 80 Procenten) ergiebt.

Angewendet wird dieses Rad für Gefälle von $^1/_2$ bis zu 2 Metern und für Wasserquantitäten jeder Größe.

§ 9.

B. Turbinen.

a. Turbine von Fourneyron. Fig. 14 und 15 Tafel 1.

Obwohl ſchon in frühern Jahrhunderten hydrauliſche Motoren gebaut worden ſind, welche man genau betrachtet Turbinen nennen müßte, datiren die mit Verſtändniß gebauten eigentlichen Turbinen doch erſt aus neuerer Zeit.

Dem franzöſiſchen Ingenieur Fourneyron gebührt das Verdienſt, die lebendige Kraft des Waſſers im Jahre 1827 zuerſt in rationeller Weiſe zum Betriebe der Motoren verwendet, letztere mit großem Erfolge in die Praxis eingeführt und dieſelben auf einen Schlag ſo vervollkommnet zu haben, daß die damaligen von ihm conſtruirten Turbinen unſern beſten an die Seite geſtellt werden können.

Die Figuren 14 und 15 auf Tafel 1 ſtellen eine der erſten Fourneyron'ſchen Turbinen dar.

Das Waſſer gelangt aus einem hölzernen Waſſerkaſten A Fig. 14 durch einen eiſernen Mantel B in ein horizontal liegendes unbewegliches Rad C, das ſogenannte Leitrad, welches mit gebogenen eiſernen Schaufeln BC verſehn iſt, die aus dem Grundriſſe des Rades Fig. 15 erſichtlich ſind.

Aus dieſem Leitrade fließt das Waſſer in horizontaler Richtung nahezu tangirend in das ſammt der Achſe F bewegliche ſogenannte Laufrad D ein, welches das Leitrad concentriſch umgiebt und ebenfalls mit gebogenen eiſernen Schaufeln verſehn iſt.

Die Anfangsrichtung dieſer Schaufeln ſteht aber nahezu ſenkrecht gegen die Richtung des eintretenden Waſſers.

Indem nun das Waſſer vermöge ſeiner Trägheit in der Richtung fortzufließen ſtrebt, in welcher es das Leitrad verläßt, wird es durch die gebogenen Schaufeln des Laufrades aus dieſer Richtung abgelenkt und übt deßhalb einen Druck auf die gebogenen Schaufeln aus, welcher das Rad in der Richtung des Pfeiles um ſeine Achſe dreht.

Die erſten Turbinen von Fourneyron waren nun hinſichtlich der Dimenſionen der Leit- und Laufradcanäle ſo conſtruirt, daß das Waſſer mit der vollen, dem Gefälle entſprechenden Geſchwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus den Leitcanälen ausfließen mußte und (wie wir weiter unten ſehn werden) ohne Stoß in die Canäle des Laufrades eintreten konnte.

Man ersieht daraus, daß bei diesen Turbinen das Wasser durch reine Action auf das Laufrad einwirkte und dieselben somit reine Actions-Turbinen waren.

Späterhin wurde diese Construction dahin abgeändert, d. h. es wurden den Leit- und Laufradcanälen solche Dimensionen gegeben, daß das Wasser mit einer kleinern Geschwindigkeit als $\sqrt{2gh}$ aus den Leitcanälen ausströmen mußte, so daß noch ein Theil der Druckhöhe des Wassers auf das im Laufrade befindliche Wasser pressen und dasselbe während seiner Bewegung durch das Rad beschleunigen mußte, wobei das Wasser zum Theil durch Reaction auf die Schaufeln einwirkt (siehe § 10).

Da diese letztere Constructionsart bis in die neueste Zeit meistens beibehalten worden ist, das Wasser dabei also theilweise durch Reaction auf das Laufrad einwirkt (eine nur durch Reaction arbeitende Turbine kann es nicht geben, siehe § 4), so wird die Fourneyron'sche Turbine zu den sogenannten Reactions-Turbinen gerechnet und bei denselben abgehandelt.

Da nur dann eine Reactionserscheinung auftreten kann, wenn ein Ueberdruck im Laufrade vorhanden ist, so kann man die Reactions-Turbinen auch Ueberdruckturbinen nennen, eine Bezeichnung, welche Reiche zuerst eingeführt hat.

Der Verfasser selbst wird sich keine Mühe geben, neue Benennungen und Eintheilungen der hydraulischen Motoren in Anwendung bringen zu wollen; er hält sich an die ältern, Jedermann geläufigen Bezeichnungen und hält die Eintheilung der verschiedenen Turbinensysteme für eine höchst untergeordnete Sache.

Fourneyron hat seine Turbine gleich vom ersten Augenblicke an mit einer Regulir-Vorrichtung versehn, um dieselbe den meistens vorhandenen veränderlichen Wasserquantitäten anpassen zu können.

Dieß ist nun eine sehr schwer realisirbare Sache; denn es liegt auf der Hand, daß jede andere Wassermenge bei demselben Gefälle andere Dimensionen der Lauf- und Leitradcanäle erfordert.

Um dieser Forderung annähernd gerecht zu werden, hat Fourneyron das Laufrad in der Höhe durch Zwischenwände in drei verschiedene Abtheilungen, 1. 2. 3. Fig. 14, getheilt, so daß eigentlich drei Laufräder über einander angeordnet sind, von welchen jedes einen bestimmten Theil der totalen Wassermenge consumiren kann. Ueber dem Leitrade ist eine ringförmige Schütze a angebracht, deren unterer Theil (in welchem Oeffnungen für die Schaufeln ausgeschnitten sind) zwischen die Schaufeln des Leitrades hineinpaßt, so daß man durch Heben oder Senken dieser

Schütze sammt den Ausfüllstücken die freie Höhe der Leitradcanäle beliebig vermehren oder vermindern kann.

Auf diese Weise kann die Turbine in ganz ordentlicher Weise den verschiedenen Wassermengen angepaßt werden.

b b sind die Zugstangen, an welchen die Regulirschütze a aufgehängt ist, und es ist oberhalb der Turbine ein Mechanismus angebracht, um diese Zugstangen (deren 4 vorhanden sind) leicht und bequem alle miteinander heben oder senken zu können.

Durch eine Vorrichtung L H kann das Lager (die Pfanne) der verticalen Turbinenwelle in der Höhe verstellt und daher das auf der Welle F befestigte Laufrad der Turbine genau in gleiche Höhe mit dem unbeweglichen Leitrade gebracht werden, so daß die untere Ebene des Laufrades genau in der nämlichen Höhe liegt, wie der Boden des Leitrades.

In der Folge wird die Theorie und Construction der Fourneyron'schen Turbine einläßlich behandelt werden.

b. Die Jonval-Turbine. Fig. 17 und 18 Tafel 1.

Da bei der Turbine von Fourneyron das Wasser in horizontaler Richtung durch das Leit- und Laufrad fließt und doch von oben, d. h. in verticaler Richtung der Turbine zugeführt wird (es giebt auch solche Turbinen, welchen das Wasser von unten zugeleitet wird), so ist eine starke Ablenkung des Wassers erforderlich, bis dasselbe aus der verticalen in die horizontale Bewegungsrichtung übergegangen ist.

Um diese complicirte Bewegung des Wassers (welche immer mit Reibungsverlusten verbunden ist) zu vermeiden, hat der französische Ingenieur Jouval in Verbindung mit dem Maschinenfabrikanten A. Koechlin in Mühlhausen nach allerlei anderweitigen Versuchen im Jahre 1841 die in Fig. 17 und 18 Tafel 1 abgebildete Turbine construirt und mit großem Erfolge in die Praxis eingeführt.

Diese Turbine unterscheidet sich von der Fourneyron'schen lediglich dadurch, daß das Leitrad und Laufrad übereinander statt concentrisch ineinander angebracht ist, so daß das Wasser, um vom Zulauf durch die Turbine in den Ablauf zu gelangen, sich nur nach der natürlichen verticalen Richtung zu bewegen hat.

B in Fig. 18 ist das auf den Balken ii_1 festgeschraubte Leitrad und C das auf der Achse F festgekeilte und mit derselben bewegliche Laufrad.

Die beiden Räder B und C sind ebenfalls mit gebogenen Schaufeln versehn und zwar ist die Krümmung von oben nach unten gerichtet,

während dieselbe bei der Fourneyron'schen Turbine von innen nach außen gerichtet ist.

Denkt man sich die beiden Räder auf ihrem mittlern Umfange vertical durchschnitten, so zeigt Fig. 17 diesen verticalen Schnitt und die wirkliche Krümmung der gebogenen Schaufeln.

Das Leitrad B mit seinen Schaufeln dient nur dazu, das Wasser aus seiner verticalen Richtung abzulenken und in einer passenden Richtung so in die fortfliehenden Canäle des Laufrades C einzuführen, daß dieser Eintritt, wie wir später sehn werden) ohne Stoß erfolgt.

Dazu ist es nothwendig, daß das Wasser sich relativ zu dem in Bewegung befindlichen Rade bei seinem Eintritte nach der Linie c b Fig. 17 bewege, was dann eintrifft, wenn es aus den Canälen des stillstehenden Leitrades in der Richtung a c ausfließt.

Das Wasser wirkt nun in den Canälen des Laufrades C ganz ähnlich wie in dem Gefäße Fig. 13, nämlich einerseits bei seinem Austritt aus dem Rade durch Reaction und anderseits während des Durchflusses durch das Rad durch Action.

Man zählt daher auch diese Turbinen zu den Reactions-Turbinen, weil das Wasser in denselben zum Theil durch Reaction (Ueberdruck) wirkt.

Es kommen beim Durchflusse des Wassers durch eine solche Turbine so mannigfaltige Factoren in Berücksichtigung, daß dieselben in einem besondern Abschnitte einläßlich betrachtet werden müssen.

Hier mag nur bemerkt werden, daß das Wasser nur dann auch durch Reaction auf das Rad mit einwirken kann, wenn die Geschwindigkeit U, Fig. 13, oder was bei unserer vorliegenden Turbine dasselbe ist, die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade kleiner ist als die dem ganzen Gefälle h entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

Denn nur in diesem Falle ruht noch ein Rest der Druckhöhe h auf dem im Laufrade befindlichen Wasser, d. h. nur dann findet ein Ueberdruck im Laufrade statt.

Sowie das Wasser dagegen in ganz gespanntem Zustande aus dem Leitrade fließt, d. h. sowie diese Ausflußgeschwindigkeit (abgesehn von den Reibungswiderständen) den Werth $\sqrt{2gh}$ erreicht, so ist das ganze Arbeitsvermögen des Wassers (die ganze Druckhöhe h) in Geschwindigkeit übergegangen, es findet keine Pressung des Wassers auf die convexe Seite der Schaufeln statt, es wirkt somit das Wasser durch reine Action auf das Laufrad ein.

Reaction kann nach den frühern Erörterungen nur da auftreten, wo der hydraulische Wasserdruck auf die Wandung eines Gefäßes einseitig aufgehoben wird.

Sowie aber das Wasser mit der vollen Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ (wobei h die drückende Wassersäule ist) in einem Gefäße oder einer Stelle desselben durchfließt, findet gar kein Seitendruck auf diese Stelle der Wandung statt, und es kann somit auch keine Reactionserscheinung auftreten. (Näheres hierüber siehe bei der Theorie der Turbinen.)

Die Turbine von Jouval hat vermöge ihrer wesentlich einfachern und leichtern Construction bei gleicher Leistungsfähigkeit wie die Fourneyron'sche gleich nach ihrer Entstehung eine weite Verbreitung gefunden, was noch ganz besonders dadurch begünstigt wurde, daß die Jouval-Turbine der Fourneyron'schen gegenüber hinsichtlich ihrer Aufstellungsweise außerordentliche Vortheile bot, welche allerdings erst von A. Koechlin in Mühlhausen (welchem Jouval sein Patent verkaufte) realisirt und zur Anerkennung gebracht worden sind.

Koechlin selbst hat diese Eigenthümlichkeit der Jouval-Turbine folgenderweise bezeichnet:

„Verbindet man zwei übereinanderliegende Gefäße durch ein verticales Rohr und bringt man in diesem Rohre in beliebiger Höhe eine Turbine an, so ist die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch dieselbe und somit die Leistung der Turbine diejenige, welche dem Niveauabstande beider Wasserspiegel entspricht, und es kann somit die Jouval-Turbine in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel angebracht werden."

Dieß hat denn auch die Theorie und die Praxis vollkommen bestätigt, d. h. es kann die Turbine sowohl nach Fig. 18 Tafel 1, also unmittelbar über dem Unterwasserspiegel, als auch nach Fig. 1 bis 3 Tafel 3 aufgestellt werden, ohne daß die Nutzleistung eine Veränderung erleidet.

Bei Fig. 1 Tafel 1 ist das Laufrad e und das Leitrad d in einer kleinen Höhe (von wenigstens 1,200 Meter) unter dem Oberwasserspiegel angebracht, die Turbine liegt also im obersten Theile des Verbindungsrohres c beider Wasserspiegel.

Es wirkt sodann die über der Turbine liegende Wassersäule drückend, die unterhalb der Turbine befindliche dagegen saugend auf dieselbe ein und es ist dabei nur nothwendig, daß das Rohr c ins Unterwasser eintauche und so dicht angefertigt und zusammengefügt sei, daß keine Luft von außen eingesogen werden kann.

Ebenso folgt daraus, daß die Höhe der Turbine über dem Unterwasserspiegel nicht größer sein darf als die Höhe einer Wassersäule, welche dem Druck der Atmosphäre das Gleichgewicht hält, d. h. theoretisch nicht größer als 10,33 Meter.

In Wirklichkeit, wo die erwähnten Bedingungen niemals vollständig realisirt werden können, ist diese Höhe nicht größer als 8 Meter und geht man unnöthiger Weise nicht gerne über 4 und 6 Meter hinaus.

Bei der Aufstellungsweise Fig. 2 wird das Wasser aus dem Zulaufcanale c zunächst durch ein verticales Rohr b einem Kasten a zugeführt, in dessen unterem Theile die Turbine BC angebracht ist und welcher wiederum durch ein zweites verticales Rohr g mit dem Unterwasserspiegel in Verbindung steht.

Man erreicht dadurch eine sehr geringe Länge der Turbinenwelle, resp. einen kleinen Zapfendruck, besonders aber eine in vielen Fällen unschätzbar günstige Lage der Haupttransmission z, in Folge welcher oft weitläufige Wiederherunterführungen der Transmission vermieden werden.

Ebenso kann nach Ablösen des Deckels i die Turbine leicht herausgenommen und gereinigt werden, ohne die ganze Wasserzuleitung demontiren zu müssen; alles äußerst schwerwiegende Vortheile, welche die Fourneyron'sche Turbine beinahe gänzlich aus dem Felde geschlagen haben.

Bei der Anordnung Fig. 3 wird der Turbine gh das Wasser durch eine doppelte Krümmung bc von unten zugeführt.

Hier ist die Turbine noch leichter zu reinigen und herauszunehmen, dagegen ist die unnatürliche, mit Reibungsverlusten verbundene Zuleitung des Wassers nicht günstig und ist diese Anordnung daher nur äußerst selten ausgeführt worden, wird in neuerer Zeit aber dennoch vielfach für Fourneyron'sche Turbinen angewendet, wie wir späterhin sehn werden.

Bei allen diesen verschiedenen Aufstellungsarten ist es nothwendig, die Turbine so gut als möglich den verschiedenen (veränderlichen) Wassermengen anzupassen, d. h. dieselbe zu regulieren, und dieß ist denn auf mannigfaltige Weise geschehn.

A. Koechlin selbst, dessen Etablissement bis in die neueste Zeit unausgesetzt eine sehr bedeutende Anzahl Jonval-Turbinen ausgeführt hat, wandte zur Regulirung immer eine ringförmige Schütze h, Fig. 1 Tafel 3, an, durch deren Heben und Senken der Ablauf des Wassers aus dem Turbinenrohre c mehr oder weniger gehemmt werden kann.

Es wird durch diese Schütze also keineswegs die Turbine so regulirt, daß, wie es richtig wäre, die Dimensionen des Leit- und Laufrades der gerade vorhandenen Wassermenge entsprechend verändert werden.

Schließt man z. B. bei der Hälfte des normalen Wasserquantums die untere Ringschütze h soweit, daß durch die übrig bleibende Ausflußöffnung gerade diese halbe Wassermenge durchgeht, so fließt das Wasser durch die gleich groß gebliebenen Canäle der Turbine nur mit der halben ursprünglichen Geschwindigkeit, und da die lebendige Kraft, das Arbeitsvermögen) des Wassers dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeit entspricht, so verhält sich die Nutzleistung der Turbine in Procenten bei der halben Wassermenge zu derjenigen bei der ganzen Wassermenge wie

$$1/2^2 : 1 = 1/4 : 1,$$

nimmt also mit dem abnehmenden Wasserquantum außerordentlich rasch ab.

Dennoch wird diese Regulirung bei den Jonval-Turbinen auch in neuester Zeit vielfach angewendet, weil eine richtige Regulirung bei diesen Turbinen eine solche Complicirtheit der Construction erfordert, daß der Werth derselben dadurch stark beeinträchtigt wird.

Wir werden später die verschiedenen Regulirungen ausführlich besprechen und hier nur noch erwähnen, daß die Regulirung durch eine im Zu- oder Ablaufrohr angebrachte Drosselklappe i, Fig. 3 Tafel 3, ganz gleichwerthig mit der Ringschütze Fig. 1 und 2 ist.

Eine höchst werthvolle Eigenschaft der Jonval'schen wie auch der Fourneyron'schen Turbine besteht darin, daß beide Motoren in beliebiger Tiefe unter Wasser arbeiten können, ohne daß dadurch die Nutzleistung wesentlich beeinträchtigt wird, was für die häufig vorkommenden Wasserkräfte mit starkem Hinterwasser von großer Wichtigkeit ist.

Natürlich ist für eine solche Anordnung die Tiefe der Eintauchung der Turbine ins Unterwasser nicht als Gefälle zu betrachten, welches vielmehr immer gleich dem vertical gemessenen Niveauabstand beider Wasserspiegel ist.

Man pflegt in Deutschland die Jonval'sche Turbine auch als Henschel'sche Turbine zu bezeichnen, weil der deutsche Oberbergrath Henschel in Cassel schon im Jahre 1837 eine solche Turbine entworfen und im Jahre 1841 für eine Steinschleiferei in Holzminden ausgeführt hat.

Die Priorität der Erfindung würde somit allerdings Herrn Henschel gehören.

Allein es hat die mechanische Werkstätte von A. Koechlin in Mühlhausen in Verwerthung des von Jonval angekauften Patentes (vom Jahre 1841) in kurzer Zeit eine so bedeutende Anzahl Jonval'scher Turbinen ausgeführt und denselben gleich eine solche practische Vervoll-

kommung gegeben, daß dieses Turbinensystem überall unter dem Namen Jonval-Turbine allgemeine Anerkennung gefunden hat.

Dieß und das erst späterhin (in den fünfziger Jahren) erfolgte Bekanntwerden der Henschel'schen Construction ist denn auch die Ursache, daß der fragliche Motor seinen ehrlichen Namen Jonval-Turbine beibehalten hat, wenn auch einige deutsche Schulbücher consequent nur von einer Henschel'schen Turbine etwas wissen.

c. Die Actions-Turbinen von Fontaine, Callon und Girard.

Die schwierige constructive Durchführung einer correcten Regulirung bei den sogenannten Reactions-Turbinen von Fourneyron und Jonval hat zunächst Fontaine im Jahre 1843 veranlaßt, die Turbine nach der Construction von Jonval mit reiner Action arbeiten zu lassen, wobei das Wasser (abgesehn von den Reibungswiderständen) mit der vollen Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus dem Leitapparate fließt und daher während des Durchflusses durch das Laufrad vermöge seiner lebendigen Kraft der concaven Schaufelfläche entlang fortschießt, ohne auf die convexe Schaufelfläche eine Pressung auszuüben, ja selbst ohne diese convexe Schaufelfläche nur zu berühren, sobald man die Canäle des Laufrades weit genug hält.

Um bei diesem von der Reaction wesentlich verschiedenen Princip der Wasserwirkung eine vollkommen correct wirkende Regulirung zu erstellen, war es nicht mehr nöthig, für jede andere Wassermenge die Canäle des Lauf- und Leitrades zu verändern, sondern es genügte, wenn man nur die Leitcanäle dem veränderten Wasserquantum anpaßte, was Fontaine auf ziemlich einfache Weise dadurch erreichte, daß er in jedem Leitcanale einen Schieber f, Fig. 4 Tafel 3, anbrachte, dessen hinterer Theil der Form des Leitcanales entsprach und durch dessen Heben und Senken die freie normale Ausflußweite s des Leitcanales vermehrt oder vermindert und die Turbine auch gänzlich abgestellt werden konnte.

Diese Vorrichtung ist bis in die neueste Zeit beibehalten worden, mit dem einzigen Unterschiede, daß Fontaine alle Schieber des ganzen Leitrades miteinander bewegte und die einzelnen Canäle mehr oder weniger verengte, während man jetzt nach Girard's Vorgange die nämlichen Schieber einen nach dem andern bewegt und jeden entweder ganz öffnet oder ganz schließt, wobei also immer nur eine gewisse, der vorhandenen Wassermenge entsprechende Anzahl Schieber ganz offen bleiben, während die übrigen ganz geschlossen sind.

Diese beiden Arten der Regulirung sind beide gleich correct; denn eine mit reiner Action arbeitende Turbine kann als Partial-Turbine gebaut (nur auf einen Theil des Umfanges beaufschlagt) werden, ohne daß dadurch die Nutzleistung in Procenten so rasch abnimmt, wie bei den Reactions-Turbinen.

Die französischen Ingenieure Callon und Girard haben im Jahre 1856 zuerst angefangen, Turbinen für alle möglichen Verhältnisse nach dem Princip der reinen Action, oder wie sie es nennen, mit freiem Abflusse (freier Ablenkung) zu construiren und mit ungewöhnlichem Erfolge in die Praxis einzuführen.

Seitdem sind diese Turbinen allgemein verbreitet worden und es hat namentlich Girard selbst eine Menge von Typen für die verschiedenen localen Verhältnisse herausgebildet, die wir im weitern Verlaufe des Werkes alle behandeln werden.

Außer der correcten Regulirung hat noch ein anderer Factor sehr zur raschen Verbreitung der Girard'schen Turbinen mitgewirkt, nämlich der Umstand, daß seit Fontaine's Vorgang (1843) Callon und Girard alle Turbinen mit Oberwasserzapfen ausgeführt haben.

Das Laufrad C, Fig. 18 Tafel 1, der Turbine ist nämlich auf eine hohle gußeiserne Welle F aufgekeilt, welche sich um eine feststehende schmiedeiserne Welle G dreht, die mit ihrem untern Ende in einen im Fundamente verankerten Ständer festgekeilt ist.

Die hohle drehbare Gußwelle endigt in einen über dem Wasser befindlichen Kopf c_1, Fig. 6 und 8 Tafel 3, in welchem der Drehzapfen I der Turbine befestigt ist.

Die Pfanne m, in einer Büchse l gelagert, ruht auf der innern feststehenden schmiedeisernen Welle F auf oder es ist vielmehr die Büchse l auf der Welle F (die eigentlich nicht eine Welle, sondern eine Standsäule ist) festgeschraubt.

Auf diese Weise sind die mancherlei Schwierigkeiten eines unter Wasser laufenden Zapfens gänzlich beseitigt, indem derselbe über Wasser an leicht zugänglicher Stelle angebracht ist und zudem, wie wir später sehn werden, ohne etwas zu demontiren, auch leicht herausgenommen werden kann.

Diese Einrichtung des Oberwasserzapfens hängt nun allerdings in keiner Weise mit dem Princip einer Actions-Turbine zusammen, bildet vielmehr ein bloßes Constructionsdetail, hat aber seit Girard eine so allgemeine Anwendung gefunden, daß die meisten Turbinen aller Systeme (also auch die Jonval-Turbinen) mit Oberwasserzapfen ausgestattet werden.

Fig. 16 Tafel 1 zeigt die allgemeine Anordnung einer Actions-Turbine nach Girard's System, mit Regulirung durch verticale Schieber in allen Leitcanälen.

Der Einlaufkasten A der Turbine ist durch einen hölzernen Boden vom Ablaufkasten B getrennt und es sitzt das Leitrad 2 auf einer hölzernen Rahme 17 und 18 auf, welche durch gußeiserne Säulen 5 und 6 gestützt wird. Zwei dieser Rahmenbalken sind natürlich durchgehend und an beiden Enden eingemauert.

Die Schaufelung des Rades ist wie diejenige Fig. 17 und ist k ein Schieber mit Schieberstange i, wie ein solcher in jedem Leitcanale angebracht ist. Die Schieber gleiten in Führungen, die zu beiden Seiten in die Radkränze eingemeiselt sind.

Die sämmtlichen Schieberstangen (es werden oft 2 und 3 Schieber an eine gemeinschaftliche Stange gehängt) greifen mit an ihrem obern Ende angebrachten Zapfen in eine doppelt gebrochene Nuthe des beweglichen Regulirkranzes 7 ein. Durch das Handrad 13 und die Uebersetzungen 10, 11, 12, sowie eine am Regulirkranz angebrachte Verzahnung mit auf der Welle 10 sitzendem Kolben kann der Regulirkranz in beliebigem Sinne in Drehung gesetzt werden, wobei je nach dem Sinne dieser Drehung ein Schieber nach dem andern gehoben oder gesenkt wird.

Es können somit eine beliebige Anzahl Schieber geöffnet oder geschlossen werden.

4 ist der gußeiserne Bodenständer, in welchem die feststehende innere Standsäule verkeilt ist.

Bei 9 ist der Kopf mit dem Oberwasserzapfen, der in Fig. 6 bis 8 Tafel 3 detaillirt ersichtlich ist.

Wie man sieht, ist diese Anordnung im Princip in keiner Weise von derjenigen der Jouval-Turbine Fig. 18 Tafel 1 verschieden.

Auch bei dieser Girard'schen Actions-Turbine findet bei höhern Gefällen und größern Wassermengen, wo also eine Vollturbine (ringsum beaufschlagte Turbine) angewendet wird, die Anordnung Fig. 2 Tafel 3 durchgängig Anwendung, jedoch mit dem Unterschiede, daß die Turbine unmittelbar über dem Unterwasserspiegel liegen muß, und zwar so, daß zwischen der untern Ebene des Laufrades und dem Unterwasserspiegel ein Zwischenraum von 50 bis 100 Millimeter frei bleibt.

Eine Turbine arbeitet nach den frühern Erörterungen nämlich nur dann mit reiner Action (ohne Ueberdruck, ohne Reaction), wenn die ganze Druckhöhe h (Abstand beider Wasserspiegel) in Geschwindigkeit umgewandelt wird, d. h. wenn (abgesehn von Reibungswiderständen)

das Wasser mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus dem Leitapparate ausfließt.

Damit dieß aber der Fall sei, muß die Turbine die ganze Druckhöhe des Wassers über sich haben und somit unmittelbar über dem Unterwasserspiegel liegen.

Es sind somit die Anordnungen Fig. 1 und 2 Tafel 3 bei Girard-Turbinen nicht anwendbar, wohl aber diejenige Fig. 3, welche oft Anwendung findet, wie wir später sehn werden.

Es bleibt nun noch die Frage zu erörtern übrig, ob die Actions-Turbinen auch unbeschadet der Nutzleistung ins Unterwasser eintauchen dürfen.

Diese Frage muß bedingungsweise bejaht werden.

Die Turbine kann, wenn dafür bei der Construction Rücksicht genommen wird, unbeschadet des Nutzeffectes im Wasser laufen, vorausgesetzt, daß sie als Vollturbine gebaut wird und als solche arbeitet.

Eine Partialturbine dagegen soll (wie die Folge zeigen wird) niemals ins Unterwasser eintauchen.

Da nun auch eine Vollturbine vermöge der correcten Regulirung als Partialturbine arbeiten kann und in der Praxis bei der Veränderlichkeit der Wasserstände auch zeitweise als solche arbeiten muß, bei geringer Wassermenge die Wasserkraft aber gerade möglichst sorgfältig ausgenützt werden sollte, so folgt daraus, daß ungeachtet der veränderlichen Wasserquantitäten bei öfter eintretendem Hinterwasser eine reine Actions-Turbine nicht empfehlenswerth sein kann, wenn man dagegen eine Reactions-Turbine mit correcter Regulirung vergleichen will.

Inwiefern nun diese letztere realisirbar ist und welchem von beiden Turbinensystemen daher in jedem einzelnen Falle der Vorzug gegeben werden muß, dieß kann erst am Schlusse des Werkes erörtert werden, wenn die Eigenthümlichkeiten der verschiedenen Typen beider Systeme einläßlich besprochen worden sind.

d. Das Tangential-Rad von Zuppinger

besteht in einem horizontalen Turbinenrade mit verticaler Achse, welches von außen partial beaufschlagt wird. Die Figuren 9 und 10 Tafel 3 stellen ein solches Rad dar, wie dieselben zuerst von Ingenieur Zuppinger bei Escher-Wyß u. Comp. in Zürich ausgeführt worden sind und sich von dort aus in kurzer Zeit allgemein verbreitet haben, bis sie in neuerer Zeit durch die Girard'schen Partialturbinen mehr und mehr verdrängt

worden sind. Die Idee zu diesen Turbinen hat bereits Poncelet im Jahre 1823 dargelegt und später eine Theorie derselben veröffentlicht.

Durch eine eiserne Rohrleitung B, Fig. 9 Tafel 3, (deren Länge oft viele hundert Meter betragen kann) wird das Wasser dem Leitrade oder vielmehr dem Leitstück C zugeführt, welches nach Fig. 10 aus zwei oder mehreren Einlaufcanälen besteht, welche durch einen vor demselben angebrachten Schieber D ganz oder theilweise geschlossen oder geöffnet werden können.

Das Tangential-Rad wird nur bei sehr großen Gefällen von 10 bis 200 Metern angewendet, bei welchen Vollturbinen so kleine Dimensionen und so bedeutende Umdrehungszahlen erhalten müßten, wie dieß nicht mehr rathsam oder ausführbar ist.

Schon bei einem Gefälle von 30 Metern fallen die Vollturbinen außerordentlich klein aus, was eben zur Construction des Tangential-Rades die Veranlassung gegeben hat.

Wie sich aus den spätern Betrachtungen ergiebt, muß das Wasser dem Rade unter sehr kleinem Winkel oder in nahe tangentialer Richtung zugeführt werden, daher der Name Tangential-Rad.

In neuerer Zeit werden schon bei viel kleinern Gefällen von 3 bis 10 Metern Partialturbinen angewendet, da man die Erfahrung gemacht hat, daß die Nutzleistung bei größern Rädern mit kleinerer Tourenzahl günstiger ausfällt als bei sehr kleinen Motoren mit großen Tourenzahlen.

Ueber 300 Umdrehungen in einer Minute geht man jetzt nicht mehr hinaus und darf bereits die Zahl von 250 Umdrehungen als das gewöhnliche Maximum bezeichnet werden, das man nicht gern überschreitet.

Das Tangential-Rad wurde meistentheils von außen beaufschlagt, doch wurden auch manche solcher Räder mit innerer Beaufschlagung ausgeführt.

Bei größern Wassermengen wurden ferner meistentheils zwei Einläufe auf zwei einander gerade gegenüberliegenden Seiten angebracht, um den einseitigen Achsendruck zu vermeiden.

In neuerer Zeit haben die Partialturbinen nach Girard's System die Tangentialräder so ziemlich gänzlich aus dem Felde geschlagen, da diese letztern einerseits mehr Platz zur Aufstellung erfordern und auch etwas geringere Nutzleistung ergaben.

Bei den Girard'schen Partialturbinen lassen sich wieder zwei wesentlich von einander verschiedene Systeme unterscheiden. Bei dem einen steht die Achse der Turbine vertical und es wird das Wasser von oben den Canälen des Laufrades zugeleitet, d. h. es stehn Laufrad und Leit-

apparat übereinander und die Schaufeln beider sind von oben nach unten gebogen.

Bei dem andern System liegt dagegen die Achse der Turbine horizontal; die Schaufeln sind im Grundriß des Rades gerade oder die Krümmung der Schaufeln geht vom innern gegen den äußern Umfang des Rades zu, wie bei der Fourneyron'schen Turbine. Die Beaufschlagung geschieht hiebei natürlich am innern Umfange.

Principiell unterscheiden sich diese Girard'schen Partialturbinen allerdings in keiner Weise von dem Tangential-Rade; in beiden wirkt das Wasser mit reiner Action. Allein abgesehn von der veränderten constructiven Durchführung der Details und der andern Beaufschlagungsart ist dennoch ein Unterschied zwischen diesen beiden Motoren vorhanden.

Bei dem Tangential-Rade hat man nämlich große Mühe (wie die spätern Betrachtungen ergeben), einen nicht allzugroßen Austrittwinkel des Laufrades zu erhalten, und erreicht dieß überhaupt nur dadurch, daß man das Wasser die Canäle an der Austrittstelle ausfüllen läßt. Bei der Girard-Turbine dagegen nimmt die Breite der Radcanäle vom Eintritt gegen den Austritt um das $2^1/_2$- bis $3^1/_2$fache zu und man erreicht damit erstens einen kleinern Austrittwinkel, ohne daß dabei das Wasser die Canäle an irgend einer Stelle ganz ausfüllt.

Es ist vielmehr eine besondere Eigenthümlichkeit der Girard'schen Turbinen, daß zwischen dem auf der concaven Schaufelfläche hingleitenden Wasserstrahl und der convexen Seite der folgenden Schaufel ein freier Zwischenraum bleibt und es nennt daher Girard seine Motoren ausdrücklich „Turbinen mit freier Abweichung", und er bringt außerdem, um jedes Hinderniß des freien Abflusses zu beseitigen, bei jedem Canale in den seitlichen Kränzen Oeffnungen an, durch welche ungehindert Luft von außen in die Canäle eintreten kann.

Es sollen im weitern Verlaufe des Werkes eine größere Anzahl Turbinen nach dem jetzt allgemein acceptirten Girard'schen System ausführlich besprochen werden.

e. Verschiedene Turbinen-Varietäten.

Außer den vorhin erwähnten Turbinen-Arten giebt es noch eine große Anzahl solcher, die sich indessen principiell durchaus nicht von den bereits beschriebenen unterscheiden.

Man kann bei der Fourneyron'schen Turbine z. B. das Wasser statt von innen auch ebensowohl von außen zuleiten, so daß das Laufrad

sich innerhalb des Leitrades befindet, und hat sodann die Turbine, welche man gewöhnlich Francis-Turbine nennt, welcher solche Motoren in Amerika bereits im Jahre 1849 ausgeführt hat. In neuerer Zeit haben diese Turbinen namentlich in Amerika und in Deutschland ziemlich große Verbreitung gefunden, und hat Ingenieur Lejeune in Wien diese Turbinen-Anordnung als Actions-Turbine construirt und mit gutem Erfolge in die Praxis eingeführt. Wir werden beide genannte Turbinen-Arten später einläßlich behandeln.

Wenn man alle die schon ausgeführten Turbinenabänderungen nur ganz kurz beschreiben wollte, könnte man damit einen ganzen Band anfüllen.

Die vorstehend erwähnten Turbinen-Arten sind die einzigen, die sich in der Praxis bewährt und einen namhaften Erfolg aufzuweisen haben, und wird deßhalb von einer Aufzählung weiterer Abarten Umgang genommen, mit Ausnahme der von Hänel im Jahre 1861 construirten Turbine mit gleicher normaler Weite der Laufradcanäle, deren Eigenschaften und Vortheile erst nach der Entwicklung der Turbinentheorien erörtert werden können.

§ 10.

Die Theorie der Jonval-Turbine.

Eine Jonval-Turbine besteht ihrem Wesen nach aus einer Reihe von Gefäßen, Fig. 13 Tafel 1, wie ein solches in § 7 einläßlich betrachtet worden ist und welchen das Wasser in schiefer Richtung zugeleitet wird, damit es ohne Stoß in die einzelnen Gefäße eintreten kann. Während wir es aber dort mit einem einzelnen, sich in gerader Richtung bewegenden Gefäße zu thun hatten, sind bei der Jonval-Turbine diese Gefäße nach Fig. 11 Tafel 3 eines neben dem andern und concentrisch um eine allen gemeinschaftliche Achse angebracht, so daß jedes Gefäß nicht eine gerade Linie, sondern einen Kreis um die Achse beschreibt, während das Wasser den beweglichen Gefäßen B, welche zusammen das Laufrad bilden, durch besondere Canäle A zugeführt wird, welche zusammen das Leitrad bilden.

a. Einfluß der Centrifugalkraft.

Die erste Frage ist nun die, ob sich die Sache bei der kreisförmigen Bewegung des Laufrades einer Jonval-Turbine, Fig. 11 Tafel 3, gerade so verhält, wie es bei dem geradlinig fort-

ſchreitenden Gefäße Fig. 13 Tafel 1 der Fall war, oder ob die bei jeder Kreisbewegung auftretende Centrifugalkraft einen verändernden Einfluß auf den Durchgang des Waſſers durch das Laufrad ausübt.

Die Centrifugalkraft wirkt aber bekanntlich nur in radialer Richtung auf einen in Bewegung befindlichen Körper ein, d. h. ſie ſucht im vorliegenden Falle das Waſſer während ſeines Durchganges durch das Rad von der Achſe zu entfernen, was aber durch den äußern, die Canäle B umgebenden Kranz verhindert wird.

Da bei der Jonval-Turbine nun die Bewegung des Waſſers ausſchließlich in achſialer Richtung erfolgt, ſo übt die Centrifugalkraft keinen Einfluß auf dieſe Bewegung aus, d. h. es erfolgt der Durchfluß des Waſſers gerade ſo, als ob die Centrifugalkraft nicht vorhanden wäre.

Allerdings drückt dieſelbe das Waſſer ſtärker gegen den äußern Kranz des Rades, daher dort auch die Reibung des Waſſers größer wird; allein in demſelben Maße vermindert ſich der Druck und ſomit die Reibung des Waſſers am innern, der Achſe näher liegenden Radkranze, ſo daß bei der Jonval-Turbine die Wirkung der Centrifugalkraft gänzlich vernachläſſigt werden kann.

b. Ausfluß des Waſſers aus den Leitcanälen.

Die zweite wichtige Frage, welche ſich bei der Betrachtung der Jonval-Turbine aufdrängt, betrifft die Geſchwindigkeit, mit welcher das Waſſer aus den Canälen des Leitapparates austritt.

Es iſt bereits früher erörtert worden, daß dieſe Geſchwindigkeit bei einer mit Reaction arbeitenden Turbine kleiner ſein muß als $\sqrt{2gh}$, wenn h das Gefälle bezeichnet. Durch welche Umſtände wird nun aber der wirkliche numeriſche Werth dieſer Ausflußgeſchwindigkeit U beſtimmt?

Denkt man ſich vorerſt das Laufrad der Turbine weggenommen, ſo iſt klar, daß das Waſſer mit der Geſchwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus den Leitcanälen ausfließen müßte (inſofern man von den Reibungswiderſtänden abſieht).

Daſſelbe wird der Fall ſein, wenn ſich das Laufrad unter dem Leitrade befindet, ſo lange daſſelbe ſich nämlich noch nicht bewegt und die Canäle des Laufrades eine ſolche Größe beſitzen, daß das aus dem Leitrade austretende Waſſer ungehindert durch die Laufradcanäle abfließen kann.

Sobald aber (bei ſtillſtehendem Laufrade) der kleinſte normale untere Querſchnitt aller Laufradcanäle zuſammengenommen kleiner iſt

als derjenige aller Leitcanäle, so wird das Wasser aus den ersten mit einer Geschwindigkeit $= \sqrt{2gh}$, dagegen aus den letztern mit einer kleinern Geschwindigkeit ausfließen.

Wenn endlich die Summe der normalen Ausflußweiten aller Leitcanäle gleich ist derjenigen des Laufrades, so wird (bei stillstehendem Laufrade) das Wasser aus beiden Canälen mit einer und derselben Geschwindigkeit $= \sqrt{2gh}$ ausfließen.

Man würde sich nun einer großen Täuschung hingeben, wenn man annehmen wollte, daß die Bewegung des Laufrades (die wir oben weggedacht haben) an diesen eben erwähnten Ausflußgeschwindigkeiten nichts ändern würde.

Wir werden vielmehr sehn, daß diese Geschwindigkeit des Wasseraustrittes aus den Leitcanälen ganz wesentlich durch die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades verändert wird und keineswegs nur von der Größe der Laufradcanäle abhängig ist.

Bevor jedoch der numerische Werth dieser Ausflußgeschwindigkeit U bestimmt werden kann, muß der ganze Proceß des Wasserdurchflusses durch die Laufradcanäle einer einläßlichen Erörterung unterzogen werden.

c. Der Durchfluß des Wassers durch das Laufrad.

Um die nachfolgende Betrachtung leichter verständlich zu machen, nehmen wir an, daß (wie auch in der Praxis üblich) die radiale Breite der Leit- und Laufradcanäle gleich groß und die Anzahl Schaufeln oder Canäle beider Räder gleich sei. Statt daher von der Summe der normalen Weiten aller Leit- und Laufradcanäle zu sprechen, haben wir somit blos je 2 zusammengehörige Canäle (einen Leitcanal und einen Laufradcanal) zu betrachten, was die Sache weniger weitschweifig gestaltet.

Es sei, Fig. 11 Tafel 3, a die Stelle, an welcher das Wasser in der Richtung $aU = U$ aus dem Leitcanale austritt, um in das Laufrad überzutreten, welches sich mit der Geschwindigkeit $av = v$ in der Richtung des Pfeiles um seine Achse bewegt.

Während also das ins Rad eintretende Wasser in einer gewissen Zeit von a nach U gelangt, flieht das Rad (der Punkt a) in derselben Zeit um den Weg av (den wir kurz v nennen) in horizontaler Richtung vor dem eintretenden Strahle fort, und wenn nun die Anfangsrichtung der Radschaufeln mit der Verbindungslinie $vU = au$ zusammentrifft, so stößt der eintretende Wasserstrahl nicht gegen die ihm beinahe senkrecht entgegengestellte Schaufelfläche, weil diese letztere in derselben

Zeit gerade um so viel zurückweicht, als das Wasser in derselben Richtung a v sich vorwärts bewegt.

Die Linie v U = a u zeigt nun sowohl die Richtung der Bewegung, als auch die Größe der Geschwindigkeit an (im Verhältniß zu den Linien a U und a v), mit welcher das Wasser relativ in das fortfliehende Rad eintritt.

Mit dieser sogenannten relativen Geschwindigkeit a u (die wir kurz u nennen) strebt also das Wasser im Innern der Radcanäle den Schaufeln entlang zu gleiten, und es würde auch diese relative Geschwindigkeit u bis zu seinem Austritte aus den Radcanälen beibehalten, wenn diese letztern überall die nämliche Weite hätten, d. h. sich nach unten hin nicht verengen würden.

Diese Verengung der Radcanäle gegen die Austrittstelle hin ist aber nothwendig, sobald die Turbine mit Reaction arbeiten soll; denn wenn die Canäle überall dieselbe Weite hätten, so würde das Wasser aus den Leitcanälen mit einer Geschwindigkeit = $\sqrt{2gh}$ austreten, die Turbine wäre somit eine Actions-Turbine und keine Jouval-Turbine.

Die Verengung der Radcanäle nach unten hin (gegen die Austrittstelle zu) ist es nun, welche das Wasser verhindert, mit der constanten relativen Geschwindigkeit u durch die Radcanäle zu fließen.

Da nun an der Ein- und Austrittstelle der Laufradcanäle dieselbe Wassermenge Q durchfließen muß, die Canäle aber beim Austritt enger sind als beim Eintritt, so muß also das Wasser an der Austrittstelle mit einer größern Geschwindigkeit durchfließen und zwar mit um so größerer, je mehr die Canäle nach unten sich verengen.

Diese Verengung der Laufradcanäle gegen die Austrittstelle hin oder die normale Weite s_1 (Fig. 11 Tafel 3) der Canäle beim Austritt ist nun aber keineswegs eine willkürliche Sache, bildet vielmehr die wichtigste Dimension einer Jonval-Turbine, weil von derselben der Reactionsgrad des Motors abhängig ist, resp. weil eben durch diese Weite auch die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate bedingt wird.

In Folge des Umstandes, daß der Austritt aus den Leitcanälen mit einer Geschwindigkeit erfolgt, die kleiner ist als $\sqrt{2gh}$, drückt noch ein Theil des Gefälles (der drückenden Wassersäule) auf das im Laufrade befindliche Wasser, und dieser Ueberdruck ist es nun, welcher die anfängliche relative Geschwindigkeit u des ins Laufrad eintretenden Wassers während des Durchflusses durch das Rad vermehrt und das Wasser durch die verengte Austrittstelle hindurchtreibt. Ist aber diese

Verengung zu groß, so genügt der vorhandene Ueberdruck nicht, um das Wasser durch dieselbe hindurch zu zwängen; ist die Verengung dagegen zu gering, so fließt das Wasser schneller aus dem Leitrade aus, und wenn die Verengung ganz wegfällt, die relative Durchflußgeschwindigkeit u also constant bleibt, so verschwindet jeder Ueberdruck und es wirkt das Wasser, wie bereits oben erwähnt, nur noch mit reiner Action auf das Rad ein, indem das Wasser mit $U = \sqrt{2gh}$ aus dem Leitapparate strömt.

Je größer also die Verengung der Radcanäle gegen die Austrittstelle hin ist, desto kleiner wird die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade, desto größer die normale Weite s der letztern und desto größer der Reactionsgrad des Motors. Es darf aber diese Verengung der Radcanäle eine bestimmte Größe nicht überschreiten, weil sonst nicht mehr die ganze Wassermenge durch das Rad zu fließen vermag.

Man sieht also hieraus, daß bei einer Jonval-Turbine ganz verschiedene Reactionsgrade angewendet werden können und daß jedem Reactionsgrade eine gewisse Verengung der Radcanäle beim Austritte entspricht.

Von der letztern hängt wiederum die erforderliche Weite s der Leitcanäle, sowie die Ausflußgeschwindigkeit U aus den letztern ab und es ergiebt sich somit, daß alle diese Größen unter sich in einem ganz bestimmten Zusammenhange stehn, resp. gegenseitig von einander abhängig sind.

Bevor wir auch hier die numerischen Werthe der sämmtlichen Größen bestimmen, hat man sich daran zu erinnern, daß die eine dieser Größen immer innerhalb weiter Grenzen willkürlich angenommen werden kann und daß sich dann nach dieser einmal angenommenen Größe alle andern richten müssen.

Bevor wir jedoch diese numerische Bestimmung durchführen, müssen wir noch den relativen und den absoluten Weg des Wassers im Laufrade näher betrachten.

Indem das Wasser aus den Leitcanälen in der Richtung und mit der Geschwindigkeit U (a U) austritt, fließt es vermöge seiner Trägheit in dieser nämlichen Richtung und mit derselben absoluten Geschwindigkeit in das Laufrad ein. Während nun aber das Wasser in dieser Richtung in das Rad einfließt, so flieht das letztere vor demselben mit einer Geschwindigkeit v fort und es beschreibt daher das Wasser relativ zum Rade einen Weg $vU = au$, welcher sowohl der Richtung als der Größe nach bestimmt wird durch die Verbindungslinie der Punkte v und U.

Das Wasser bewegt sich also im Innern des in Bewegung befindlichen Rades nach der Richtung a u, sucht vermöge seiner Trägheit in dieser Richtung fortzugehn, wird aber einerseits durch die gebogenen Schaufeln von dieser Richtung abgelenkt und genöthigt, den Weg a u x b zu beschreiben, welchen man den relativen Wasserweg nennt. Derselbe wird vom Wasser in Folge der Verengung der Radcanäle und des auf dem Wasser lastenden Ueberdruckes nicht mit constanter, sondern mit beschleunigter Geschwindigkeit durchlaufen, so daß das Wasser mit einer relativen Geschwindigkeit $b u_1$ (die wir kurz u_1 nennen) das Rad verläßt, welche genau um so viel größer ist als u, als die Canäle beim Eintritt weiter sind als beim Austritt.

Während indessen das Wasser im Innern des Rades nach dem Wege a u x b die Canäle durchfließt, nimmt es gleichzeitig an der fortschreitenden Umfangsbewegung des Rades Theil und beschreibt daher, absolut (im Raume) betrachtet, einen ganz andern Weg als den soeben erwähnten relativen Wasserweg.

Indem es nämlich im Innern der Radcanäle von a nach u fließt, bewegt es sich in demselben Zeitraume sammt dem Rade von a nach v oder von u nach U. Das Wassertheilchen bewegt sich daher (absolut betrachtet) in derselben Zeit nach der Richtung der Diagonale a U des Parallelogrammes a v u U, d. h. von a nach U.

Ebenso bewegt es sich, während es einerseits den relativen Weg u x beschreibt und anderseits mit dem Rade sich fortbewegt, im Raume betrachtet von U nach z, und während also ein Wassertheilchen im Innern eines Canales den relativen Wasserweg a u x b zurücklegt, bewegt es sich mit dem Rade fortschreitend von a nach U z w.

Dieser letztere Weg a U z w, welchen das Wasser wirklich im Raume beschreibt, heißt der absolute Wasserweg.

Würde das Rad unsichtbar aus Glas angefertigt und würde man sodann den Lauf des Wassers während des Ganges des Rades von einem ruhenden Standpunkt aus verfolgen, so würde man denselben nach der Linie a U z w des absoluten Wasserweges erblicken.

Für die Bewegung des Wassers durch das Rad und für die Beurtheilung der Bewegungs- und Reibungshinderuisse des Wassers während seines Durchganges durch das Laufrad verhält sich die Sache gerade so, als ob das Rad still stände und das Wasser die Canäle nach dem relativen Wasserweg a u x b durchfließen würde.

Der absolute Wasserweg a U z w wird vom Wasser indessen nicht mit beschleunigter Bewegung durchlaufen, es ist diese Bewegung vielmehr eine mehr und mehr verzögerte, wie sich aus Folgendem ergiebt.

Hat nämlich das Wasser während seiner relativen Bewegung durch die Radcanäle nach der Linie a u x b bis zur Austrittstelle b die relative Ausflußgeschwindigkeit bu_1 (die wir kurz u_1 nennen) erreicht, so bewegt es sich in derselben Zeit von b nach u_1, als es gleichzeitig sammt dem fliehenden Rade von b nach v gelangt (wobei b v = v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist).

Das Wasser bewegt sich daher im Raume (absolut) nach der Diagonale b w des Parallelogrammes $b v u_1 w$, und es zeigt wiederum die Linie b w = w die Größe der Geschwindigkeit und die Richtung der Bewegung an, mit welcher das Wasser sich nach seinem Austritte vom Rade entfernt.

Wie man sieht, ist diese absolute Ausflußgeschwindigkeit w (b w) um so kleiner, je kleiner der Winkel y ist, den die untern Enden der Radcanäle mit der untern Ebene des Laufrades bilden.

Diese Geschwindigkeit würde sogar verschwinden, d. h. es würde w = Null werden, wenn der Winkel y = Null wird oder wenn das Wasser horizontal ausfließen würde (siehe § 7).

Sowie nun die absolute Ausflußgeschwindigkeit w bekannt ist, kann man sogleich den Effect bestimmen, welcher vom Wasser an das Laufrad der Turbine übertragen wird.

Man hat zu diesem Zwecke blos die lebendige Kraft, welche das Wasser vermöge seiner absoluten Ausflußgeschwindigkeit w noch besitzt, von der totalen mechanischen Arbeit der Wasserkraft abzuziehn.

Da nun die lebendige Kraft der durch die Turbine fließenden Wassermenge mit dem Quadrat ihrer Geschwindigkeit wächst, so verhält sich die mechanische Arbeit des Wassers nach seinem Austritt aus dem Rade zum totalen Effect der Wasserkraft, wie das Quadrat der Geschwindigkeit w zum Quadrate von $\sqrt{2gh}$.

Ist z. B. die Geschwindigkeit w gleich dem vierten Theil der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$, so ist die dem Wasser nach seinem Austritte noch innewohnende Arbeit $= {}^1/_4{}^2 = \frac{1}{16}$ des totalen Effectes der Wasserkraft oder circa 7 Procent.

Dieser Bruchtheil des totalen Effectes, welcher in dem abfließenden Wasser unwiederbringlich verloren geht, wird also um so kleiner, je kleiner der Winkel y ist.

Die ganze übrige mechanische Arbeit ist vom Wasser an das Rad übertragen worden und es würde somit das Rad diesen ganzen Effect als nützliche Kraft abgeben können, wenn nicht ein Theil davon durch allerlei Nebenhindernisse absorbirt werden würde.

Es ist einleuchtend, daß die Effectberechnung einer Turbine nach dem obigen eine höchst einfache Aufgabe ist, sobald die absolute Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers numerisch bestimmt ist.

Ebenso klar aber geht aus dem Obigen hervor, daß der Reactionsgrad der Turbine keinen Einfluß auf die nützliche Leistung der Turbine ausübt, daß diese (abgesehn von den Nebenhindernissen, von denen wir vorläufig absehn) einzig durch die Größe der absoluten Geschwindigkeit w bedingt wird und daß man somit durch Turbinen mit beliebigen Reactionsgraden ganz die nämliche Leistung erzielen kann.

Dieß gilt auch noch für den Fall, als die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade $= \sqrt{2gh}$ und somit die Turbine eine reine Actionsturbine wird: immer ist es lediglich der Werth von w, welcher die verlorene Arbeit und dadurch auch den gewonnenen Effect bedingt.

Da nun aber w um so kleiner ausfällt, je kleiner der Winkel y der Schaufeln mit der untern Laufradebene wird, so giebt eine Turbine einen um so günstigern Effect, je kleiner unter sonst gleichen Umständen der Austrittwinkel y wird.

d. Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade.

Der Schwerpunkt für die Construction des Schaufelapparates einer Jonval-Turbine liegt in der richtigen Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser bei den verschiedenen zur Anwendung gelangenden Reactionsgraden die Canäle des Laufrades verläßt. Um diese Geschwindigkeit u_1 zu bestimmen, muß diejenige U bereits gegeben und somit der Reactionsgrad festgestellt sein.

Hierauf wird sodann u_1 auf folgende Weise gefunden:

Wir haben in der vorhergehenden Chiffre dieses Paragraphen gesehn, daß das Wasser, welches mit der absoluten Geschwindigkeit U aus dem Leitapparate fließt, mit einer relativen Geschwindigkeit u in das Laufrad eintritt, deren Richtung mit der Anfangsrichtung der Radschaufeln zusammentreffen soll und deren Werth bestimmt wird durch die Länge der Linie $vU = au$.

Mit dieser wesentlich kleinern (durch die Linie au ganz genau gegebenen) relativen Geschwindigkeit würde das Wasser längs den Schaufeln bis zu seinem Austritt aus dem Rade fortgleiten (insofern man von den Reibungshindernissen absieht), wenn nicht noch ein Theil des Gefälles h auf das im Laufrade befindliche Wasser drücken würde, weil die Canäle gegen den Austritt hin verengt sind.

Diese noch auf das Wasser ausgeübte Pressung vermehrt während des Durchflusses des Wassers dessen Geschwindigkeit; aber um wieviel?

Man könnte nun denken, daß man zu der Geschwindigkeit u, welche das Wasser bereits besitzt, noch diejenige hinzurechnen müsse, welche der noch auf das Wasser drückenden Wassersäulenhöhe entspricht, um die gesuchte Geschwindigkeit u_1 an der Austrittstelle zu erhalten.

Dieses ist indessen keineswegs der Fall.

Wäre nämlich nur die anfängliche Eintrittgeschwindigkeit u vorhanden, ohne daß noch ein Druck auf das mit dieser Geschwindigkeit u eintretende Wasser ausgeübt würde, so hätte das Wasser allerdings das Bestreben, mit dieser Geschwindigkeit das Rad zu durchfließen, und diese Geschwindigkeit würde wohl an der Austrittstelle b vorhanden sein, nicht aber in den übrigen Punkten des sich nach oben erweiternden Canales. An allen Stellen mit größerem Querschnitte würde diese Geschwindigkeit vielmehr kleiner sein, und zwar in dem Maße kleiner, als der Querschnitt der betrachteten Stelle des Canales größer ist als derjenige bei b.

Da somit bei der gemachten Voraussetzung die Geschwindigkeit u einzig und allein an der Austrittstelle b des Canales wirklich vorhanden ist, so verhält sich die Sache gerade so, als ob das Wasser in dem betrachteten Canale anfänglich gar keine Geschwindigkeit hätte, und dagegen eine Wassersäule auf die Austrittstelle b drücken würde, welche als Druckhöhe dort die Geschwindigkeit u erzeugt.

Es preßt somit auf das in der Austrittöffnung bei b befindliche Wasser zunächst eine Wassersäule $\frac{u^2}{2g}$ (welche die Geschwindigkeit u erzeugt).

Zu dieser drückenden Wassersäule ist nun noch diejenige hinzuzurechnen, welche noch ohnedieß auf das im Laufrade befindliche Wasser drückt, also der eigentliche Ueberdruck.

Diesen Ueberdruck erhält man sehr leicht, da die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade von Anfang an bekannt ist.

Man braucht nämlich nur die dieser Ausflußgeschwindigkeit U entsprechende Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$ von dem ganzen Gefälle h abzuziehn, so ist der Rest $h - \frac{U^2}{2g}$ die noch auf das im Laufrade befindliche Wasser drückende Wassersäulenhöhe, auch Ueberdruck oder Spaltendruck genannt, weil das Wasser durch den Spalt (Spielraum zwischen Leit- und Laufrad) mit einer Geschwindigkeit nach außen fließt (herausgepreßt wird), welche diesem Ueberdruck $h - \frac{U^2}{2g}$ entspricht.

Um also die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 des Wassers aus dem Laufrade aufzufinden, hat man einfach nach folgender Regel zu verfahren:

Man addire zum Spaltenüberdruck $h - \frac{U^2}{2g}$ diejenige Druckhöhe $\frac{u^2}{2g}$, welche die relative Eintrittgeschwindigkeit u erzeugt, so ist die Summe $h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g}$ die Druckhöhe, welche die gesuchte Geschwindigkeit u_1 erzeugt. Dies ist das Hauptgesetz für den ganzen Turbinenbau und giebt ein leichtes Mittel an die Hand, einen jeden Schaufelapparat auf seine richtige Construction zu prüfen.

Eine weitere Betrachtung der Fig. 11 Tafel 3 zeigt, daß bei gleich bleibendem Winkel y die absolute Ausflußgeschwindigkeit w um so kleiner ausfällt, je mehr ihre Richtung der Senkrechten sich nähert, d. h. je mehr dieselbe parallel der Achse der Turbine gerichtet ist.

Durch entsprechende Wahl der Umfangsgeschwindigkeit v läßt sich dieses leicht erreichen, obwohl auch eine nicht allzugroße Abweichung von der achsialen (verticalen) Richtung ohne nennenswerthen Einfluß auf den Werth von w bleibt.

Es könnte vielleicht im ersten Moment fraglich erscheinen, ob wirklich die ganze mechanische Arbeit Qh der Wasserkraft, abzüglich des in der Ablaufgeschwindigkeit w enthaltenen Bruchtheiles, als nützliche Arbeit, resp. als Druck in der Richtung der Bewegung der einzelnen Canäle auf das Turbinenrad übertragen werde.

Wenn man indessen erwägt, daß das Wasser ohne Stoß in das Laufrad eintritt (weßhalb die Anfangsrichtung der Radschaufeln mit der Richtung au, Fig. 11, d. h. mit der relativen Eintrittrichtung des Wassers zusammenfallen muß), daß ferner kein Theil der beweglichen Canäle sich in einer andern als der horizontalen Umfangsrichtung bewegt, so wird man leicht begreifen, daß die abgegebene mechanische Arbeit sich auch in keiner andern Weise äußern kann, als in Pressung auf das Rad in der Richtung seiner Bewegung.

Es ist somit (abgesehn von den besonders zu betrachtenden Nebenhindernissen) absolut kein anderer Ausgang für die abgegebene mechanische Arbeit vorhanden und muß dieselbe daher vollständig in Pressung nach der Bewegungsrichtung des Rades umgewandelt werden.

Aus dem obigen ersieht man, wie die sämmtlichen Größen, welche zur Construction des Leit- und Schaufelapparates einer Jonval-Turbine

nothwendig sind, ohne irgend eine weitere als die hier entwickelte Theorie leicht und sicher bestimmt werden können, sobald die absolute Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade bekannt ist.

Diese Größe muß daher nun näher bestimmt werden, indem sie den Hauptpunkt für die ganze Turbinenconstruction bildet.

e. Die Berechnung einer Turbine.

Durch die oben entwickelte Turbinentheorie ist Alles gegeben, was für die Construction resp. Berechnung des Lauf- und Leitapparates einer Jonval-Turbine zu wissen erforderlich ist.

So einfach die gegebene Theorie ist, so sind doch, wenn man die an und für sich höchst einfachen Beziehungen der einzelnen Größen algebraisch wiedergeben will (was in § 11 geschehn soll), schon eine größere Anzahl Formeln hierzu erforderlich, wobei man, wie wir sehn werden, erst noch zu einigen nur mangelhaft annähernden Voraussetzungen genöthigt ist.

Wenn man die oben gegebenen, gewiß Jedermann verständlichen gegenseitigen Beziehungen ganz genau algebraisch wiedergeben wollte, so würde man in der That schon zu ellenlangen Entwicklungen seine Zuflucht nehmen müssen.

Es soll hiemit ja nicht gesagt sein, daß die algebraische Wiedergabe dieser Beziehungen unnütz sei, allein sie ist für denjenigen, welchem die algebraischen Entwicklungen nicht geläufig sind, nicht nothwendig, indem man nach den obigen Erörterungen sogleich eine Turbine vollständig berechnen kann, sobald man die innerhalb gewisser Grenzen willkürlichen empirischen Werthe festgesetzt hat, was erst in den folgenden Paragraphen geschehn soll.

Folgendes ist sodann der Gang der Berechnung:

1) Man wählt den Werth von U willkürlich innerhalb derjenigen Grenzen, wie sie in § 13 und 20 erörtert sind.
2) Man wählt die Winkel a und y der Radschaufeln mit den untern Radebenen, ebenfalls nach den Angaben § 13 (willkürlich innerhalb der angegebenen Grenzen).
3) Man trägt den Werth von U in einem beliebigen Maßstabe von a (Fig. 11 Tafel 3) aus in der verlängerten Richtung einer Leitschaufel auf, wählt zunächst die Umfangsgeschwindigkeit v so, daß v U nahe vertical wird, und bestimmt nun die relative Eintrittgeschwindigkeit u = a u, indem man dieselbe entweder einfach nach dem Maßstabe absticht, oder nach den bekannten Beziehungen im Dreieck berechnet.

4) Nun berechnet man die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 nach der unter d. dieses Paragraphen gegebenen Regel, trägt dieselbe in der verlängerten Richtung eines Radschaufelendes von b aus auf, zieht b v = v = a v und sieht nun zu, ob die Diagonale b w des Parallelogrammes b v u_1 w ganz oder nahe vertical ausfällt.

Ist dieß der Fall, so ist die Construction richtig; wird aber b w (die absolute Ausflußgeschwindigkeit) zu schief oder um mehr als 10 Grade von der verticalen Richtung abweichend, so wählt man eine etwas größere oder kleinere Umfangsgeschwindigkeit (wobei sodann die relative Eintrittrichtung v U, sowie die Anfangsrichtung der Radschaufeln in diesem oder jenem Sinne schief ausfällt) und wiederholt die Bestimmung von u u_1 und w, bis die Richtung von b w eine nahe verticale ist, wonach man eine in jeder Beziehung richtige Construction des Schaufelapparates hat.

Bei dieser Berechnung sind dann natürlich noch die Correcturen anzubringen, welche die Geschwindigkeitsverluste durch Reibung u. s. w. nothwendig machen. Wir werden später die eben erwähnte Berechnungsweise nebst den nöthigen Correcturen ausführlicher wiedergeben, wenn die übrigen Dimensionenverhältnisse der Turbine festgesetzt sind. Hier handelte es sich vorläufig nur darum, zu zeigen, wie einfach eine Jonval-Turbine auch von denjenigen vollkommen richtig berechnet werden kann, welchen die algebraischen Ausdrücke nicht so geläufig und verständlich sind

Wie sehr es nothwendig ist, sich den in diesem Paragraphen erörterten innern causalen Zusammenhang der Sache beständig zu vergegenwärtigen (wobei man niemals fehlgehn kann), zeugt der Umstand, daß in manchen Taschenbüchern und Kalendern Regeln über die Construction der Jonval-Turbinen enthalten sind, welche ganz unrichtige Resultate ergeben, wie dieß später nachgewiesen werden soll.

§ 11.

Algebraische Darstellung der Theorie der Jonval-Turbine.

Fig. 11 Tafel 3.

Nach der Erörterung des vorhergehenden Paragraphen ist es nun leicht, die Bedingungen, welchen der Rad- und Leitschaufelapparat einer Jonval-Turbine Genüge leisten soll, in algebraischer Form wiederzugeben.

Die erste Bedingung, daß die Anfangsrichtung der Schaufeln mit der relativen Eintrittrichtung des Wassers übereinstimmen soll, erfordert

folgendes Verhältniß zwischen u und U einerseits und zwischen v und U anderseits:

$$\frac{v}{U}=\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta}; \qquad \frac{u}{U}=\frac{\sin a}{\sin\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

(der Sinus des Winkels a U v, Fig. 11 Tafel 3, ist gleich dem Sinus des Winkels $a+\beta$.

Zwischen den Größen u v und U besteht nun aber noch die bekannte Beziehung

$$u^2=U^2+v^2-2Uv\cos a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2)$$

Nun wird aber die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 erzeugt durch eine Druckhöhe, welche gleich ist

$$h-\frac{U^2}{2g}+\frac{u^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

Diese Druckhöhe ist aber auch gleich $\frac{u_1^2}{2g}$, d. h. es ist

$$\frac{u_1^2}{2g}=h-\frac{U^2}{2g}+\frac{u^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

Aus dieser Gleichung erhält man

$$\frac{U^2}{2g}=h-\frac{u_1^2}{2g}+\frac{u^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

Setzt man in diesen Ausdruck den Werth von u^2 nach Formel 2) ein, so wird

$$\frac{U^2}{2g}=h-\frac{u_1^2}{2g}+\frac{U^2}{2g}+\frac{v^2}{2g}-\frac{2Uv}{2g}\cos a \quad . \quad . \quad 6)$$

In dieser Gleichung heben sich die Glieder $\frac{U^2}{2g}$ gegenseitig auf und es wird

$$0=h-\frac{u_1^2}{2g}+\frac{v^2}{2g}-\frac{2Uv}{2g}\cos a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Sucht man mittelst dieses Ausdruckes den Werth der Ausflußgeschwindigkeit U zu bestimmen, so ergiebt sich derselbe als abhängig von der Umfangsgeschwindigkeit v, dem Winkel a und der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1.

Diese letztere Größe u_1 ist aber selber wieder abhängig von dem gesuchten Werthe U und es ergiebt sich somit, daß der numerische Werth von U und mit ihm alle übrigen maßgebenden Größen wie v und u_1 nicht direct gefunden werden können, sondern durch Probiren ermittelt werden müssen, wie dieß auch im vorhergehenden Paragraphen der Fall war.

Um diesem probeweisen Verfahren auszuweichen, helfen sich die sämmtlichen bis jetzt erschienenen Turbinentheorien mit einer Abkürzung, welche ziemlich roher Natur ist, dagegen aber eine directe Berechnung des gesuchten Werthes U ermöglicht, welcher dann nachher allerdings noch einer Correctur unterzogen werden muß (was in der Regel vergessen wird).

Es ist nämlich nach dem vorigen Paragraphen vortheilhaft, den Winkel y recht klein zu halten, damit die absolute Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers aus dem Laufrad möglichst klein ausfällt.

Obwohl nun in der Wirklichkeit der Winkel y niemals gleich Null werden kann, so nimmt man dieß als ziemlich rohe Annäherung dennoch an und es wird sodann die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 gleich der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades.

Man setzt also

Winkel y gleich Null und $u_1 = v$ . . . 8)

Die Gleichheit dieser beiden Größen (die in Wirklichkeit niemals ganz vorhanden ist) erlaubt nun, die Gleichung 7) bedeutend abzukürzen, da $\frac{u_1^2}{2g}$ gleich $\frac{v^2}{2g}$ ist. Es wird nämlich

$$0 = h - \frac{2Uv}{2g} \cos a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9)$$

Nun ist aber nach Formel 1) dieses Paragraphen

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta}$$

und somit

$$v = U \frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10)$$

Führt man diesen Werth von v in die Formel 9) ein, so wird dieselbe:

$$0 = H - \frac{2 \frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta}}{2g} U^2 \cos a \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11)$$

oder auch

$$0 = 2gH - 2\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta} U^2 \cos a \quad . \quad . \quad . \quad 12)$$

Aus dieser Formel ergiebt sich

$$U^2 \cos a \frac{2\sin(a+\beta)}{\sin\beta} = 2gH$$

oder

$$U^2 = g\,h\,\frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)\cos a}$$

und endlich der gesuchte Werth von U

$$U = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)\cos a}} \quad \ldots\ldots 13)$$

Damit ist nun ein Ausdruck für U gegeben, in welchem diese wichtige Größe nur noch von den Winkeln der Leit- und Radschaufeln mit der Spaltenebene (untere Leitradebene) abhängig ist; nur hat man nicht zu vergessen, daß dieß nur dann wirklich der Fall ist, wenn die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade gleich ist der Umfangsgeschwindigkeit v am mittlern Radumfange.

Da auch die Werthe von u_1 und v gegeben sind, sobald derjenige U bestimmt worden ist, so ist der obige Ausdruck die Hauptgleichung für den ganzen Jonval-Turbinenbau.

Die relative Austrittgeschwindigkeit u_1 ist nach dem Obigen

$$u_1 = U\,\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta} \quad \ldots\ldots 14)$$

und ebenso, da $v = u_1$,

$$v = U\,\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta} \quad \ldots\ldots 15)$$

Der Ausdruck 13) zeigt, wie die Ausflußgeschwindigkeit U und somit der Reactionsgrad abhängig ist von der Construction des Leit- und Radschaufelapparates und daß umgekehrt die Winkel der Leit- und Radschaufeln dem gewünschten Reactionsgrade (Werth von U) entsprechend gewählt werden müssen.

Durch die obigen Gleichungen sind alle Beziehungen ausgedrückt, welche bei der Schaufel-Construction einer Jouval-Turbine maßgebend sind.

Wir haben nun aber noch die Grenzen zu bestimmen, innerhalb welcher die willkürlichen Größen U oder a und β gewählt werden können, und die besondern Eigenschaften aufzusuchen, welche einer Turbine mit größerem oder kleinerem Reactionsgrade zukömmlich sind.

§ 12.

Der Schaufel-Apparat einer Jonval-Turbine.

(Eine gleiche obere und untere radiale Breite der Laufradkanäle vorausgesetzt.)

Berechnet man (entweder nach e § 10 oder auf algebraischem Wege nach § 11) für verschiedene Querschnitts- und Winkelverhältnisse des Leit- und Schaufelapparates einer Jonval-Turbine die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitcanälen, so wird man Folgendes finden:

1. Wenn die Summe der Winkel $2a + \beta = 180^0$ angenommen wird (indem man z. B. $a = 30^0$ und $\beta = 120^0$ wählt), so fließt das Wasser aus dem Leitapparate mit der vollen, dem Gefälle als Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus, insoferne man hier von den Reibungswiderständen absieht.

Es ist somit bei diesem Verhältnisse der Winkel a und β die Turbine (nach § 9) ein mit reiner Action arbeitender Motor und keine Jonvalturbine.

Die relative Einlaufgeschwindigkeit u in das Laufrad wird bei einer solchen Actionsturbine während des Durchflusses durch das Rad nicht mehr durch einen im Letztern vorhandenen Ueberdruck vermehrt, weil die ganze Pressung des Wassers schon im Leitrade ganz in Geschwindigkeit umgewandelt worden ist.

Das Wasser behält daher während des ganzen Durchflusses durch das Laufrad die nämliche relative Geschwindigkeit bei.

Diese Actionsturbinen werden in einem besonderen Abschnitte einläßlicher betrachtet werden und es brauchen daher hier die Constructionsverhältnisse derselben nicht weiter erörtert zu werden.

2. Wenn die Summe der Winkel $2a + \beta$ größer als 180^0 angenommen wird (indem man z. B. $a = 30^0$ und $\beta = 150^0$ wählt), so wird die Ausflußgeschwindigkeit U aus den Canälen des Leitrades ebenfalls gleich der dem Gefälle entsprechenden theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ und es wird der Motor daher auch in diesem Falle noch eine reine Actions-Turbine.

Allein es läßt sich bei diesen Winkelverhältnissen nicht mehr ein stoßfreier Ein- und Austritt des Wassers erzielen, wie wir später bei einer nähern Betrachtung dieses Turbinensystemes finden werden. Entweder prallt das Wasser beim Eintritt in das Laufrad gegen die Schaufeln oder es schlagen die Radschaufeln beim Austritt gegen das ausfließende Wasser, was immer einen Verlust an lebendiger Kraft zur Folge hat.

Eine so construirte Turbine ist daher unrichtig.

3. Wird endlich die Summe der Winkel $2a+\beta$ kleiner als 180° angenommen (indem man z. B. $a=16$ bis 24° und $\beta=60$ bis 90° wählt), so wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade kleiner als die dem Gefälle entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ und es wird somit (nach § 9) der Motor eine sogenannte Reactionsturbine, d. h. eine Turbine, in welcher das Wasser theilweise durch Reaction wirkt. (Reine Reactionsturbinen giebt es nicht; siehe § 7.)

Da eine Jonval-Turbine eine Ueberdruckturbine (Reactionsturbine) ist, so ist also die erste Bedingung, welcher eine solche entsprechen soll, diejenige, daß die Summe der Winkel $2a+\beta$ kleiner sein muß als 180°.

Wieviel kleiner diese Summe $(2a+\beta)$ sein soll als 180°, dieß hängt ganz davon ab, ob man die Turbine mit mehr oder weniger Reaction (Ueberdruck) arbeiten lassen will. Der Reactionsgrad (Größe des Ueberdruckes) hat auf die Nutzleistung einer Turbine (nach Seite 65) gar keinen Einfluß und ist in dieser Hinsicht eine ganz und gar willkürliche Sache, indem (wie man später finden wird) lediglich die Niveauverhältnisse des Unterwassers (Stauwasser u. dergl.) bei der Wahl des Reactionsgrades maßgebend sind.

Wird der Werth von $2a+\beta$ nur um Weniges kleiner als 180° genommen, so wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade ebenfalls nur wenig kleiner als $\sqrt{2gh}$ und es wirkt das Wasser in der Turbine vorwiegend durch Action, d. h. der Ueberdruck oder die Reaction ist unbedeutend.

Je kleiner dagegen der Werth $2a+\beta$ gewählt wird, um so kleiner wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade, um so größer der Ueberdruck des Wassers im Laufrade und um so mehr wirkt das Wasser durch Reaction.

Je kleiner nun aber die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitkanälen und um so größer somit der Ueberdruck wird, um so mehr wird die relative Geschwindigkeit des Wassers während des Durchflusses durch das Rad beschleunigt, um so größer wird daher auch die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 des Wassers beim Austritt aus dem Rade und um so enger werden die Radcanäle an der Austrittstelle.

Ist die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitapparate nur wenig kleiner als $\sqrt{2gh}$, so wird die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade sehr nahe nur halb so groß als U, d. h. sehr nahe $= {}^1/_2\sqrt{2gh}$ und es werden daher bei gleicher (radialer) Breite und gleicher Anzahl der Lauf- und Leitradcanäle die erstern an der Austritt-

stelle nahezu doppelt so weit als die letztern. (Unter Weite ist hier immer die normale lichte Weite s und s_1 Fig. 11 Tafel 3 verstanden.)

Ist dagegen der Werth $2a+\beta$ wesentlich kleiner als 180°, die Ausflußgeschwindigkeit U also ebenfalls klein, z. B. nur 0,5 bis 0,7 $\sqrt{2gh}$, so wird der Ueberdruck im Laufrade bedeutend, die Beschleunigung des Wassers stark, die Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Laufradcanälen groß (0,7 bis $\sqrt{2gh}$) und es müssen somit die Radcanäle an der Austrittstelle in diesem Falle eine wesentlich kleinere Weite erhalten als die Leitcanäle (bei gleicher Breite und Anzahl der Canäle).

Man ersieht daraus, wie sehr die Dimensionen der Leit- und Radkanäle gegenseitig von einander abhängen; denn je weiter die Leitcanäle sind, um so enger müssen die Canäle des Laufrades (an der Austrittstelle) sein und umgekehrt, je enger die Leitcanäle gehalten werden, um so größer wird die Ausflußgeschwindigkeit und um so weiter sollen die Radcanäle an der Austrittstelle werden.

Natürlich kann man die Leitcanäle nicht willkürlich, sondern im äußersten Falle nur soweit verengen, bis die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus denselben den Werth $\sqrt{2gh}$ erreicht, an welcher Grenze der Motor alsdann eine reine Actionsturbine ist.

Man ersieht aus dem Obigen, wie fehlerhaft es ist, wenn man für alle Winkel- und Umfangsgeschwindigkeits-Verhältnisse dieselben Coefficienten für die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leit- und Radschaufelapparat beibehalten will; denn je nach der Größe der Winkel a und β, welchen die Leit- und Radschaufeln mit der Spaltenebene (untern Leitradebene) bilden, wird die normale Weite der Radkanäle an der Austrittstelle entweder größer oder kleiner als diejenige der Leitcanäle und nur für ein ganz bestimmtes Verhältniß dieser Winkel und für eine ganz bestimmte Umfangsgeschwindigkeit tritt der Fall ein, daß die normale Weite der Leit- und Laufradcanäle gleich groß wird.

Der Unterschied in der Weite beider Canäle ist dazu noch keineswegs in enge Grenzen eingeschlossen, und zwar kann je nach der Wahl des Reactions-Grades die Weite der Radcanäle am Austritt (wie bereits erwähnt) die Hälfte bis das Doppelte derjenigen der Leitcanäle werden.

Der bisher unbestimmt gelassene wirkliche numerische Werth der Winkel a und β hängt mehr oder weniger von der Art der Wasserkraft, resp. von dem Verhältniß des Gefälles zur Wassermenge ab und es soll im folgenden Paragraphen dieser Werth für verschiedene Verhältnisse fixirt werden.

§ 13.

Die Größe der Winkel a und β oder der Reactionsgrad.

Bei der nachfolgenden Betrachtung soll der Werth der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade nicht nach den algebraischen Formeln des § 11, sondern nach den genauen Regeln des § 10 der Seite 64 und 65 bestimmt werden.

Diese einfachen Regeln geben den Werth u_1 für alle Verhältnisse der Schaufelwinkel *vollkommen richtig* an, während die algebraischen Formeln § 11 (wie alle ähnlichen algebraischen Entwicklungen) diesen Werth nur annähernd richtig geben und zwar um so weniger genau, je größer der Winkel der Laufradschaufeln mit der untern Radebene ist.

Wie im vorigen Paragraphen erwähnt wurde, können die Winkel a und β der Leit- und Radschaufeln mit der gemeinschaftlichen Ebene (Spalte) innerhalb sehr weiter Grenzen *ganz willkürlich* angenommen werden, ohne daß dieß einen Einfluß auf die Nutzleistung der Turbine hat. Wohl aber werden die Dimensionen der Turbine und besonders der Durchmesser der Räder durch die Größe der Winkel bedingt.

Es muß hier nun dieser Einfluß der Winkel und des Reactionsgrades näher betrachtet werden.

Erster Fall. Es sei $2a + \beta$ = nahezu 180°, z. B. = 170 bis 175°.

Der Ueberdruck oder der Reactionsgrad ist sehr gering und dient hier nur noch dazu, das Gehen der Turbine im Unterwasser zu ermöglichen.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen wird nahe gleich $\sqrt{2gh}$, nämlich 0,90 bis 0,95 $\sqrt{2gh}$. Man nennt solcherweise construirte Jonval-Turbinen *Grenzturbinen*, weil sie an der Grenze zwischen den Actions- und den Reactionsturbinen liegen.

Die relative Eintrittgeschwindigkeit u wird nahe gleich der Umfangsgeschwindigkeit v und wird während des Durchflusses des Wassers durch das Rad nur wenig vermehrt, weil der Ueberdruck sehr klein ist.

Es ist also auch die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 des Wassers aus den Laufradcanälen nahezu gleich der relativen Eintrittsgeschwindigkeit und also auch nahezu gleich der Umfangsgeschwindigkeit.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß eine mit auch nur geringem Ueberdrucke arbeitende Turbine unbeschadet des Nutzeffectes (in Procenten) in beliebiger Tiefe unter dem Wasser laufen kann, was bei den reinen Actionsturbinen nicht der Fall ist.

Aus diesem Grunde wendet man solche Grenzturbinen meistens da

an, wo eine Turbine in Folge von Stauwaſſer bei hohem Waſſerſtande oft längere Zeit hindurch im Unterwaſſer eingetaucht arbeiten muß.

Tafel 8 Fig. 1 zeigt eine Turbine nach dieſem Syſtem, wie ſie von Ed. Haenel (Director der Stollberg'ſchen Maſchinenfabrik in Magdeburg) vielfach ausgeführt worden ſind.

Die Ausflußgeſchwindigkeit U iſt bei dieſer Turbine 0,90 $\sqrt{2gh}$, ſo daß dieſelbe mit einem geringen Ueberdrucke arbeitet.

Weil die relative Ausflußgeſchwindigkeit u_1 etwas größer iſt als die relative Eintrittsgeſchwindigkeit u, und das Waſſer ſomit während des Durchfluſſes durch das Rad beſchleunigt wird, ſo müſſen die Radkanäle ſich nach unten hin etwas verengen.

Wenn nun das Waſſer die Canäle überall gerade ausfüllen ſoll, ſo erhalten die Schaufeln eine ſehr ungleiche Stärke, wenn man den Canälen eine von oben nach unten regelmäßig abnehmende Weite geben will.

Das Letztere iſt aber bei ganz gefüllt (mit etwas Ueberdruck) arbeitenden Turbinen durchaus nothwendig, wenn die Bewegung des Waſſers während des Durchfluſſes nicht ſehr unregelmäßig werden ſoll.

Dieſe in der Mitte ſo ſtark verdickten Schaufeln heißen Rückſchaufeln, ſind zuerſt von Haenel und von Rittinger eingeführt worden und werden ſowohl aus einem Stücke mit dem Rade gegoſſen, als auch von Blech durch zwei beſondere Schaufeln m und n, Tafel 8 Fig. 1, gebildet, welche letztere Anordnung zu der Benennung „Rückſchaufeln" geführt hat. Die hintern Blechſchaufeln m ſind ſo weit ausgebaucht, daß die Canäle eine ſchöne, regelmäßige, ſich nach unten ſanft coniſch verengende Form erhalten.

Es iſt beſonders zu bemerken, daß die (radiale) Breite der Radcanäle dieſer Turbine oben und unten nicht dieſelbe iſt. Denn weil die relative Ausflußgeſchwindigkeit u_1 aus dem Laufrade nur gleich 0,63 $\sqrt{2gh}$, dagegen $U = 0{,}90\sqrt{2gh}$ iſt, ſo muß der normale Querſchnitt eines Radcanales beim Austritt im Verhältniß von 0,90 zu 0,63 größer ſein als derjenige eines Leitcanales, wenn die Anzahl der Leit- und Radcanäle dieſelbe iſt.

Statt nun die normale Weite s_1 der Radcanäle zu vergrößern, wurde zur Vermehrung des Querſchnittes das Rad nach unten hin im Verhältniß von 0,90 zu 0,63 breiter (im Licht) gemacht, ſo daß bei gleicher normaler Weite s_1 die Radcanäle an der Austrittſtelle dennoch genau im Verhältniß 0,90 zu 0,63 größer im normalen Querſchnitte ſind.

Dieſes Hülfsmittel (nämlich die Erweiterung des Radquerſchnittes

nach unten hin) wird in neuerer Zeit sehr häufig angewendet, um einen kleineren Austrittwinkel und somit eine bessere Leistung der Turbine zu erzielen.

Doch wollen wir diese Art von Turbinen nicht mehr zu den eigentlichen Jonval-Turbinen rechnen, dieselben vielmehr an einer besondern Stelle betrachten und in unserer Vergleichung der verschiedenen Winkelverhältnisse weitergehn.

Zweiter Fall. Winkel $\beta = 90^0$. Dieser Fall ist insoferne sehr beachtenswerth, als hier die Radschaufeln die Spaltenebene unter demselben Winkel schneiden, wie die Leitschaufeln die obere Leitradebene.

Das Leitrad und das Laufrad erhält somit hier ganz genau ein und dieselbe Schaufelform und somit auch ganz die nämlichen Schaufelwinkel, gleiche normale Weite, gleiche Schaufeldicken u. s. w.

Es ist dieß eine so wesentliche Vereinfachung für die Anfertigung, daß diese Anordnung des Schaufelapparates allgemeine Anwendung verdient, weil nach keiner Richtung hin nachtheilige Eigenschaften mit derselben verbunden sind und dieselbe insoferne die natürlichste genannt werden kann, als kein Grund vorliegt, das Leitrad und das Laufrad mit verschiedenen Schaufelconstructionen zu versehn.

Die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrad wird bei einem Winkel a von 16 bis 22 Graden gleich 0,72 bis 0,75 $\sqrt{2gh}$.

Der Ueberdruck oder der Reactionsgrad hält also hier so ziemlich einen mittlern Werth ein und es ist somit auch aus diesem Grunde diese Anordnung zu empfehlen.

Die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade wird genau gleich der absoluten Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser die Leitkanäle verläßt.

Es haben sehr renommirte Maschinenfabriken dieses Constructions-Verhältniß angewendet und zwar mit durchaus gutem Erfolge.

Da die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leit- und Laufradcanälen mäßig ist, der Austrittwinkel aber klein sein soll, so erhalten die Turbinen nach diesem Systeme der Beschaufelung einen ziemlich großen Durchmesser, was indessen für die gleichmäßige Wirkung des Wassers nur vortheilhaft ist.

Dritter Fall. Winkel $\beta = 90^0 - \frac{1}{2}a$.

Bei diesem Verhältnisse der Winkel a und β wird der Reactionsgrad wieder um etwas größer als im vorhergehenden Falle, und zwar wird die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade

$$U = 0{,}70 \text{ bis } 0{,}72 \sqrt{2gh}.$$

Dieses Winkelverhältniß ist insofern bemerkenswerth, als bei demselben, wie man leicht finden wird, die relative Einlaufgeschwindigkeit u des Wassers in das Laufrad am kleinsten ausfällt und daß ferner die Umfangsgeschwindigkeit des Rades gleich wird der Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade.

Der erstere Umstand, die kleine relative Geschwindigkeit u, ist ein günstiger Umstand, weil die nie zu vermeidenden Nebenhindernisse beim Uebergang des Wassers aus dem Leitrad in das Laufrad dabei am Geringsten ausfallen.

Diese Nebenhindernisse (die in einem der folgenden Paragraphen besonders besprochen werden) bestehn einerseits in dem Anstoßen des Wassers an die obern Kanten der Laufradschaufeln und anderseits in der Reibung an den Schaufelflächen und den Seitenkränzen.

Der zweite oben angeführte Umstand, nämlich die Gleichheit von Umfangsgeschwindigkeit und Ausflußgeschwindigkeit U, folgt zufällig durch den geometrischen Zusammenhang und ist ohne irgend einen nützlichen oder schädlichen Einfluß.

Bei diesem Verhältnisse der Schaufelwinkel wird (bei gleicher Anzahl Schaufeln und gleicher oberer und unterer Breite der Radcanäle) die normale Weite der Radschaufeln an der Austrittstelle bereits etwas größer als diejenige der Leitcanäle, weil die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 größer wird als die Geschwindigkeit U. Es rührt dieß daher, daß der Ueberdruck bei diesem Verhältnisse der Schaufelwinkel ziemlich bedeutend ist und die Turbine daher bereits mit stärkerer Reaction arbeitet.

Die Laufradschaufeln fallen um so weniger gekrümmt aus, je kleiner der Winkel β und je stärker somit der Reactionsgrad der Turbine ist. Die vorliegenden Winkelverhältnisse liefern mäßig gekrümmte Schaufeln.

Dieser letztere Umstand ist insoferne von wesentlichem Vortheil, als in Folge desselben einerseits die Schaufeln leichter anzufertigen sind (wenn man dieselben aus Blech anfertigt) und anderseits die Reibungs- und Bewegungshindernisse beim Durchfluß des Wassers durch das Laufrad längs der Schaufeln (nach dem relativen Wasserwege) um so kleiner ausfallen, je flacher die Schaufeln und je weniger gekrümmt die Radcanäle sind.

Die numerische Größe dieser Reibungshindernisse wird in einem der folgenden Paragraphen besonders erörtert werden.

Vierter Fall. Winkel $\beta = 90^0 - a$.

Bei diesem noch kleinern Werthe des Winkels β, bei welchem die Radschaufeln senkrecht zu den Leitschaufeln stehn, wird der Ueberdruck

noch größer und die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade noch kleiner als in den vorhergehenden Fällen.

Die Ausflußgeschwindigkeit U wird nämlich:

$$U = 0{,}69 \text{ bis } 0{,}70 \sqrt{2gh}.$$

Die Schaufeln werden noch etwas flacher als im vorhergehenden Falle, die Reibungswiderstände also noch etwas geringer.

Die Beschleunigung des Wassers im Laufrade im Durchlaufen des relativen Wasserweges ist in Folge des großen Spalten-Ueberdruckes bedeutend und obwohl die relative Eintrittgeschwindigkeit u klein ist, wird in Folge dieser starken Beschleunigung im Rade die relative Austrittgeschwindigkeit u_1 groß und es fallen daher die normalen Weiten der Radcanäle (bei gleicher Schaufelzahl und gleicher oberer und unterer Breite der Canäle) wesentlich kleiner aus als diejenigen der Leitcanäle an der Austrittstelle.

Fünfter Fall. Wird die Summe der Winkel $2a + \beta$ so klein gewählt, als dieß überhaupt zulässig ist, wenn eine gute Wirkung erzielt werden und ein axialer (vertical abwärts gerichteter) absoluter Austritt des Wassers aus dem Laufrade erfolgen soll, so wird man nach einigen Versuchen bald finden, daß diese äußerste Grenze bei einer Größe des Winkels β

$$\beta = 90^0 - 2a$$

eintritt.

Dieses Winkelverhältniß entspricht also dem Maximum der Reaction, resp. es ist bei demselben der Ueberdruck, welcher ohne Beeinträchtigung der Nutzleistung anwendbar ist, am größten oder es hat derselbe hier seine äußerste Grenze erreicht.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade wird in diesem Falle

$$U = 0{,}58 \text{ bis } 0{,}60 \sqrt{2gh}.$$

Die Schaufeln werden bei diesem Winkelverhältniß äußerst flach gerichtet. Die Beschleunigung des Wassers im Laufrade ist in Folge des großen Ueberdruckes sehr bedeutend, so daß die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ihren größten Werth

$$u_1 = 0{,}85 \text{ bis } 0{,}95 \sqrt{2gh}$$

erreicht.

Obwohl die Reibungswiderstände und die Stoßverluste beim Eintritt in das Laufrad bei der kleinen Ausflußgeschwindigkeit U verhältnißmäßig klein ausfallen, so wird ein so bedeutender Reactionsgrad, wie er bei dem vorliegenden Winkelverhältnisse auftritt, nicht leicht angewendet, weil der Wasserverlust durch den Spalt in Folge des großen Ueberdruckes sehr bedeutend ausfällt.

Wir werden in der Folge ſehen, daß es bei ſo geringen Werthen des Winkels β ſchwer hält, allen Nebenbedingungen Genüge zu leiſten und daß insbeſondere die Ablenkung des Waſſers in ihrem Hauptbetrage auf eine ſehr kurze Strecke der faſt geraden Schaufeln concentrirt wird.

Der abſolute Waſſerweg bildet dabei eine Curve, ähnlich einer Hyperbel, deren ſtark gekrümmter Scheitel in die Mitte der Radhöhe trifft, während die nach oben und unten auslaufenden Aeſte der Curve nur ganz wenig gekrümmt ſind.

§ 14.

Schlußfolgerungen über die Winkelverhältniſſe des Schaufelapparates.

Faßt man das Reſultat der beiden vorhergehenden Paragraphen zuſammen, ſo lautet daſſelbe dahin, daß alle überhaupt möglichen Turbinen in drei weſentlich verſchiedene Klaſſen eingetheilt werden können.

a. Die erſte Klaſſe oder die ſogenannten Actionsturbinen umfaßt diejenigen Motoren, bei welchen die Summe der Winkel

$$2a + \beta = 180^0$$

beträgt.

Dieß folgt, abgeſehn von dem im vorigen Paragraphen vorausgeſetzten Wege des Verſuchens (nach der Anleitung des § 10, d.), aus der Formel 13 des § 11:

$$U = \sqrt{gh \frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)}}.$$

Sowie man nämlich die Werthe der Winkel a und β in dieſen Ausdruck einſetzt, ſo ergiebt es ſich, daß jederzeit

$$\frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)} = 2$$

wird, ſobald $2a + \beta = 180$ iſt.

Es wird alſo die Ausflußgeſchwindigkeit

$$U = \sqrt{gh \times 2} \qquad \text{oder} = \sqrt{2gh},$$

d. h. gleich der vollen, dem Gefälle als Druckhöhe entſprechenden Ausflußgeſchwindigkeit.

Der Ueberdruck iſt ſomit hier gleich Null; Reaction iſt keine vorhanden; der Motor arbeitet mit reiner Action und es iſt kein Beſtreben vorhanden, das Waſſer durch die Spalte herauszutreiben.

Obwohl diese Klasse von Turbinen uns hier (wo von den Jonval-Turbinen die Rede ist) nicht näher interessirt, so werden wir später auf diese Stelle zurückverweisen.

b. Die zweite Klasse umfaßt diejenigen Turbinen, bei welchen der Werth

$$2a + \beta \text{ größer ist als } 180^0.$$

Setzt man die dieser Bedingung entsprechenden (übrigens ganz beliebig zu wählenden) Winkel in die Formel 13) § 11 ein, so wird

$$\frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)} \text{ größer als } 2,$$

und zwar um so größer, je mehr die Summe $2a + \beta$ den Werth von 180^0 übersteigt.

Das Wasser würde also aus dem Leitrade einer solchen Turbine mit einer Geschwindigkeit U ausfließen, welche

$$\text{größer als } \sqrt{2gh} \text{ ist.}$$

Dieß ist allerdings bei einer Turbine mit axialem Wasserdurchflusse nicht möglich, weil die Pressung an der Ausflußstelle nicht größer als das Gefälle sein kann.

Wohl aber ist dieß der Fall, wenn das Wasser in radialem Sinne von Innen nach Außen das Rad durchfließt und dabei die Canäle ganz ausfüllt.

In diesem Falle wird das Wasser während des Durchflusses durch das Laufrad durch die Centrifugalkraft beschleunigt und wirkt daher saugend auf das aus den Leitcanälen austretende Wasser ein.

Bei einer solchen Turbine kann also das Wasser wirklich mit einer größern Geschwindigkeit als $\sqrt{2gh}$ aus den Leitcanälen ausfließen.

Es werden indessen Turbinen mit derartigen Verhältnissen der Schaufelwinkel keine gute Wirkung ergeben, weil ein stoßfreier Ein- und Austritt des Wassers dabei nicht erzielt werden kann.

Dennoch werden, wie wir später finden werden, aus Unverständniß noch viele solche fehlerhaft construirte Turbinen gebaut.

c. Die dritte, uns hier am meisten interessirende Klasse endlich umfaßt alle diejenigen Turbinen, bei welchen der Werth

$$2a + \beta \text{ kleiner ist als } 180^0.$$

Setzt man die Werthe beliebiger, dieser Bedingung entsprechender Winkel in Formel 13) Seite 71 ein, so findet man den Werth

$$\frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)} \text{ kleiner als } 2,$$

und zwar in dem Maße kleiner, als $2a + \beta$ kleiner ist als 180^0.

Der Werth

$$U = \sqrt{gh \frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)}}$$

wird somit kleiner als $\sqrt{2gh}$, d. h. es fließt das Wasser nicht mehr mit der vollen, dem Gefälle als Druckhöhe entsprechenden Geschwindigkeit aus den Leitcanälen aus.

Es ist daher Spaltenüberdruck vorhanden; das Wasser wirkt theilweise durch Reaction, indem es während des Durchganges durch das Laufrad beschleunigt wird.

Diese Klasse von Turbinen ist es, welche uns hier in diesem Abschnitte speciell beschäftigt.

Bei der Berechnung der Geschwindigkeiten U und u_1 nach den Formeln 13) und 14) des § 11 Seite 71 wird man für die verschiedenen Winkelverhältnisse alles Dasjenige bestätigt finden, was im vorigen Paragraphen hierüber gesagt worden ist und was auch ohne Berechnung durch algebraische Formeln versuchsweise nach der Anleitung des § 10, d. gefunden werden kann.

In den neuern Turbinentheorien ist es üblich geworden, den Reactionsgrad durch eine numerische Größe auszudrücken, indem man das Verhältniß

$$\frac{\sqrt{2gh}}{U} = m$$

setzt, wobei m den Reactionsgrad oder die sogenannte Charakteristik der Turbine bezeichnet.

Obwohl diese Bezeichnungsweise übersichtlich und leicht dem Gedächtniß einzuprägen ist, findet der seit Jahren mitten in der Praxis beschäftigte Verfasser es dennoch als weit sicherer und klarer, den Reactionsgrad direct durch die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitapparate in Bruchtheilen der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ auszudrücken, indem man sagt

U ist gleich so und so viel $\sqrt{2gh}$, z. B. $U = 0{,}80\sqrt{2gh}$.

Diese Ausdrucksweise giebt etwas Positives, während der obenerwähnte Werth $m = \frac{\sqrt{2gh}}{U}$ doch nur eine Umschreibung ist und weil außerdem bei verschiedenen Autoren der Reactionsgrad leider eine verschiedene Größe ist.

So setzt z. B. Rittinger den Reactionsgrad ebenfalls gleich m; allein es ist bei ihm der Werth des Reactionsgrades ein wesentlich

verschiedener und zwar wird derselbe bestimmt durch den Ausdruck $U = \sqrt{2gmh}$.

Der Reactionsgrad zeigt somit hier an, der wievielte (mte) Theil des Gefälles die Ausflußgeschwindigkeit U erzeugt.

Um daher keine Veranlassung zu Verwechslungen zu bieten, drückt der Verfasser den Reactionsgrad durch

$$U = m\sqrt{2gh}$$

aus, was als wirklicher Werth der Ausflußgeschwindigkeit in Bruchtheilen von $\sqrt{2gh}$ eine leicht dem Gedächtniß einzuprägende Größe ist.

Die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade ist ohnedieß eine sehr wichtige Größe und muß bei der Berechnung einer Turbine in erster Linie aufgesucht werden, wenn man dieselbe nicht von vorn herein schon der Berechnung zu Grunde legt.

§ 15.

Der Austrittwinkel des Laufrades.

Der Winkel y, Fig. 11, Tafel 3, unter welchem die Schaufeln des Laufrades die untere Radebene schneiden, ist durch die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1, die Breite der Radcanäle und den Durchmesser des Rades gegeben.

Die Breite der Canäle und der Durchmesser der Turbine werden nach den folgenden Paragraphen bestimmt und von vorn herein angenommen, d. h. als gegeben betrachtet.

Da nun das per Secunde durch die Turbine fließende Wasserquantum ebenfalls gegeben ist, so ist zunächst die Summe der normalen Austrittquerschnitte sämmtlicher Radcanäle

$$\Delta_2 = \frac{Q}{u_1}.$$

Die Anzahl der Radcanäle (die Schaufelzahl) ist nebst der Dicke der Schaufeln nach § 16 von vornherein als gegeben zu betrachten und es ist mit Hülfe dieser Werthe sodann eine leichte Sache, den Winkel y durch Aufzeichnen der Canäle aufzufinden, so daß der Werth von Δ_2 der gewünschte wird.

Man könnte für die Bestimmung dieses Winkels wohl eine Formel ableiten, da indessen ein jeder Constructeur innerhalb gewisser Grenzen seine besondern Regeln über Durchmesser, Breite der Canäle und Anzahl nebst Dicke der Schaufeln hat, so würde eine solche Formel zu Nichts

dienen, da man dieselbe in der Praxis niemals gebraucht. Die normale Weite s_1 der Radcanäle beim Austritt und damit der Winkel y werden vielmehr immer in der Weise bestimmt, daß man nach Annahme der Schaufelzahl, des Durchmessers und der Breite der Canäle den Schaufelschnitt aufzeichnet und probeweise den Winkel y so lange abändert, bis die Summe der normalen Austrittquerschnitte Δ_2 dem berechneten Werthe gleich kommt.

Natürlich ist bei der Bestimmung des Durchmessers und der Canalbreite (§ 18 und 19) schon darauf Rücksicht genommen, daß der Winkel y eine passende Größe erhält.

Es ist bereits auf Seite 63 darauf hingewiesen worden, daß die Turbine einen um so größern Bruchtheil des theoretischen Totaleffectes der Wasserkraft aufnimmt (und abgiebt), je kleiner die absolute Ausflußgeschwindigkeit w und je kleiner somit der Winkel y ist.

Anderseits ist es einleuchtend, daß die Turbine bei einem kleinen Winkel y (kleiner normaler Weite s_1 der Radcanäle am Austritt) einen größern Durchmesser und größere Breite der Radcanäle erhalten muß, um den erforderlichen Austrittquerschnitt Δ_2 zu erhalten.

Man kann somit den Winkel y nur insoweit verkleinern, als dieß mit den allgemein üblichen Dimensionen der Turbine für eine gegebene Wasserkraft verträglich ist und soweit nicht die Nebenhinderniße (wie die Reibung) den Vortheil des kleinen Winkels wieder aufwiegen.

Bei zu kleinem Winkel y werden die Canäle so eng, daß sie durch vom Wasser mitgerißene Gegenstände, wie Laub, Aeste, Gras u. s. w. zu leicht verstopft werden.

Man bringt allerdings vor jedem Turbinenhause und oft noch in demselben Rechen an; allein einerseits können des durch dieselben bewirkten Gefällverlustes wegen die Rechenstäbe nicht allzu enge gestellt werden (man giebt gewöhnlich 20 bis 30 Millimeter Zwischenraum zwischen je zwei Stäben), daß keine derartigen Unreinigkeiten in die Turbine gelangen können.

Ferner verstopfen sich die Rechen bei zu enger Stellung zu leicht und erfordern dann eine äußerst aufmerksame und zeitraubende Bedienung, wenn dieselben einigermaßen rein erhalten werden sollen.

Man kann zwar auch bei kleinem Winkel y durch Anwendung einer kleinen Schaufelzahl noch eine ordentliche normale Weite s_1 der Radcanäle am Austritt erhalten, doch darf die Schaufelzahl erfahrungsmäßig nicht unter eine bestimmte Grenze gehn, wenn die Leistung der Turbine nicht in Folge mangelhafter Führung des Wassers beeinträchtigt werden soll.

Bei unreinen Gebirgswassern, welche durch Laubwaldungen führen, werden auch bei großen Gefällen Turbinen-Canäle unter 25 Millimeter normaler Weite außerordentlich leicht verstopft, und es klemmen sich die vom Wasser mitgerissenen Gegenstände so fest in die Canäle ein, daß sie oft nur mit großer Mühe entfernt werden können.

Man ersieht aus allem Angeführten, daß die Wahl des Austrittwinkels, namentlich aber diejenige der normalen Weite der Canäle am Austritt durch mancherlei Gründe beeinflußt werden kann und daß es demzufolge unzulässig ist, Turbinen für kleine und große Wassermengen mit den nämlichen Schaufelverhältnissen zu bauen.

Ebenso ergiebt sich daraus, daß der theoretisch auf jedes beliebige Maß reducirbare Austrittwinkel y, sowie auch derjenige a, in der Wirklichkeit keineswegs beliebig klein angenommen werden kann, wenn nicht allerlei Unannehmlichkeiten, wie Betriebsstörungen u. dergl., den Vortheil der etwas bessern Ausnützung des Wassers bei Anwendung eines recht kleinen Schaufelwinkels mehr als ausgleichen sollen. —

Ueber die numerischen Werthe der Winkel a siehe § 20. —

§ 16.

Die Anzahl Schaufeln des Leit- und Laufrades.

Auf theoretischem Wege kann die Anzahl der Schaufeln des Lauf- und Leitrades nicht ermittelt werden, es ist dieß vielmehr eine reine Erfahrungssache.

Einerseits, nämlich der Wirkungsweise des Wassers nach zu urtheilen, müßte es vortheilhaft sein, eine möglichst große Anzahl Schaufeln zu haben, weil das Wasser um so besser geführt wird, je enger die Canäle oder je weniger dick die einzelnen Wasserstrahlen sind.

Anderseits ist ebenso klar, daß die Reibungswiderstände beim Durchfluß des Wassers durch die Canäle um so größer sind, je enger die Canäle sind, d. h. je größer die Anzahl der Schaufeln ist.

Bei der doppelten Schaufelzahl ist die Reibungsfläche auch doppelt so groß und es muß daher auch hier wiederum eine Grenze geben, an welcher die Vortheile einer großen Schaufelzahl vermöge einer guten Wasserführung aufgewogen werden durch die Nachtheile in Folge vermehrter Reibung.

Diese Grenze läßt sich in keiner Weise durch Rechnung bestimmen und es ist daher hier lediglich die Erfahrung maßgebend.

Außer der vermehrten Reibung hat eine große Schaufelzahl aber noch einen andern Uebelstand im Gefolge.

Bei der Bewegung des Laufrades gehn die sämmtlichen Schaufelstöße (die obern Schaufelkanten) während einer Umdrehung einmal unter jedem Leitcanale vorbei.

Gegen diese Schaufelkanten stößt das aus den Leitcanälen ausfließende Wasser mit der relativen Geschwindigkeit u und da diese Kanten (Flächen) in der Richtung des Stoßes keine Bewegung haben, so wird die ganze Geschwindigkeit der auf die Schaufelkanten zufließenden Wasserstreifen aufgehoben.

Je größer nun die Anzahl der Schaufeln des Laufrades ist, desto größer wird der durch diesen Aufprall verursachte Kraftverlust, welcher einzig dadurch in etwas vermindert werden kann, daß man die obern Enden der Laufradschaufeln so zuspitzt, daß dieselben dem in ihrer Anfangsrichtung auf sie zufließenden Wasser eine möglichst scharfe Kante zukehren.

Fataler Weise hat aber ein solches Zuschärfen namentlich bei gußeisernen Schaufeln den Nachtheil im Gefolge, daß einerseits die Schaufelenden an der Eintrittstelle sehr leicht ausbrechen und anderseits durch sandhaltiges Wasser sehr rasch ausgefressen werden.

Es läßt sich nie vermeiden, daß kleine Aeste oder Holzstücke in die Turbine gelangen und da solche Körper durch den Wasserdruck mit großer Gewalt durch die Leitcanäle gepreßt werden, so müssen dieselben durch die unter den Leitcanälen vorbeigehenden obern Radschaufelenden abgescheert (entzweigestanzt) werden.

Scharf abgeschrägte Gußschaufeln werden durch derartige Vorkommnisse in kurzer Zeit ruinirt.

Dieses Ausbrechen der obern Schaufelenden ist mit großem Nachtheil für die Nutzleistung der Turbine verbunden.

Eine weitere Frage ist nun dahin zu stellen, ob die Anzahl der Leit- und Radschaufeln die gleiche sein soll.

Früher wurden in der Regel die Leitschaufeln weiter auseinander gestellt als die Radschaufeln, doch ist ein stichhaltiger Grund hiefür nicht aufzuführen. Es ist durchaus nicht abzusehn, daß das Laufrad einer Turbine, durch welches die gleiche Wassermenge in ungefähr gleich starker Krümmung und annähernd mit derselben (relativen) Geschwindigkeit fließt, mehr Schaufeln erhalten soll als das Leitrad und es wird denn auch in neuerer Zeit die Schaufelzahl beider Räder meistens gleich groß gehalten.

Man kann zwar einwenden, daß auch bei einer kleinern Anzahl Leit-

schaufeln in Folge der parallel gehaltenen untern Schaufelenden (man sehe z. B. Tafel 4, 5 und 7) das Wasser in gut geführten Strahlen austreten müsse, während das mit der relativen Geschwindigkeit u in das Laufrad eintretende Wasser sogleich eine sehr rasche Krümmung zu durchlaufen hat, weil die Laufradschaufeln in ihrem obern Theile stark gekrümmt sind.

Dagegen ist aber wieder der Umstand geltend zu machen, daß am Anfange des relativen Wasserweges (wo die Beschleunigung durch den Ueberdruck erst ihren Anfang nimmt) die (relative) Geschwindigkeit klein ist und daß gerade auf diesem Theile seines relativen Wasserweges die Ablenkung des Wassers von seiner absoluten Eintrittrichtung U verschwindend klein ist, wie eine nähere Betrachtung der absoluten Wasserwege der Turbinen Tafel 4, 5 und 7 zeigt.

Wo daher nicht andere wesentliche Gründe vorhanden sind, soll die Schaufelzahl beider Räder wenigstens ungefähr gleich gehalten werden.

Ganz genau dieselbe sollte indessen die Schaufelzahl beider Räder aus folgendem Grunde niemals sein:

Da die Schaufelstöße (die obern und untern Schaufelkanten) bei allen Turbinen radial gestellt sind, so würden bei ganz gleicher Schaufelzahl sämmtliche Schaufelstöße sich in demselben Momente gleichzeitig decken oder nicht decken. Wenn nun während des Laufes der Turbine vollständige Deckung der Schaufelkanten (in der Spaltenebene) stattfindet (man sehe hierüber besonders den folgenden Paragraphen), so ist der freie Ausflußquerschnitt der Leitcanäle um $^1/_{10}$ bis $^1/_{12}$ größer, als in dem Augenblicke, wo die Deckung der Kanten nicht mehr vorhanden ist. (§ 17.)

Diese Zu- und Abnahme des freien Ausflußquerschnittes der Leitcanäle wiederholt sich während einer Umdrehung der Turbine so oft, als die Schaufelzahl beträgt und verursacht plötzliche Stöße und Störungen im Ausflusse des Wassers.

Diese plötzlichen Stöße, welche bei gleicher Schaufelzahl beider Räder in allen Canälen gleichzeitig eintreten und sich daher in ihrer Gesammtheit summiren, werden einfach dadurch vertheilt, daß man einem der beiden Räder eine Schaufel mehr giebt als dem andern.

Durch dieses einfache Mittel wird bewirkt, daß niemals auch nur zwei Paar Schaufelstöße in demselben Momente sich decken können und somit von einer Summirung der Wasserstöße durch die plötzliche Veränderung des totalen Ausflußquerschnittes nicht mehr die Rede sein kann.

Den numerischen Werth der Schaufelzahl empfiehlt der Verfasser

dadurch zu beſtimmen, indem man die Schaufeltheilung am mittlern Radumfang macht wie folgt, für Turbinen von:

mittlerer Durchmeſſer:				Schaufeltheilung:		
3,000 bis 4,000	Millim.	=	280 bis	300	Millim.
2,500 „ 3,000	„	=	230 „	280	„
2,000 „ 2,500	„	=	200 „	230	„
1,500 „ 2,000	„	=	180 „	200	„
0,800 „ 1,500	„	=	120 „	180	„

Bei großen Gefällen werden nämlich die Räder verhältnißmäßig klein und die Durchflußgeſchwindigkeiten (in Metern) groß.

Mit dieſer letztern ſollte auch die Schaufelzahl zunehmen, weil die Strahlen bei großer Geſchwindigkeit dünner ſein müſſen, wenn man dieſelben gut führen und zu ſtarke Wirbelungen vermeiden will. Umgekehrt darf die Schaufelzahl um ſo kleiner, d. h. die Canäle relativ um ſo weiter ſein, je kleiner die Durchflußgeſchwindigkeit und ſomit das Gefälle iſt.

Außerdem ſind kleine Turbinen leicht, große dagegen ſchwieriger mit enger Theilung anzufertigen.

Die Schaufelzahl größer zu nehmen als die angegebene Theilung ergiebt, nützt erfahrungsmäßig nichts; ebenſo wenig aber ſollte die Theilung noch weſentlich größer als angegeben genommen werden.

Ziemlich einläßliche Verſuche und Vergleichungen, ſowohl durch Anbringung von Zwiſchenſchaufeln bei großer Theilung, als auch direct mit Rädern von verſchiedener Schaufelzahl haben darauf geführt, daß die angegebene Theilung für Jonval-Turbinen nicht weit von der vortheilhafteſten abweichen wird, in der Weiſe, daß bei einer weſentlich kleinern Theilung die Verluſte durch die Reibung und die Waſſerſtöße an den Schaufelkanten die Vortheile einer beſſern Waſſerführung aufwiegen, während umgekehrt bei einer weſentlich weiteren Theilung die Leiſtung der Turbine ſo ausfällt, daß ſie durch Anbringung von Zwiſchenſchaufeln vermehrt wird.

Man kann ſchließlich die Frage aufwerfen, ob es nicht vortheilhafter wäre, zur Verminderung der Waſſerſtöße an den Schaufelkanten des Laufrades gar keine radial gerichteten Schaufelkanten anzuwenden und die Schaufeln zu dem Zwecke nach einem andern Geſetze als bisher üblich zu conſtruiren.

Der Verfaſſer hält dieſe Frage für eine Spielerei ohne allen und jeden practiſchen Werth, indem die bisher ausſchließlich angewandte Form der Schaufeln als Schraubenflächen bei paſſender Wahl der Schaufelzahlen allen Anforderungen vollſtändig entſpricht und in Berückſichtigung

der großen Beweglichkeit des Wassers die ausgeklügelten Vortheile anderer Schaufelbildungen als vollständig illusorisch erscheinen läßt.

Um einen leicht möglichen Irrthum zu vermeiden, muß bemerkt werden, daß hier nicht von der Form eines Schaufelschnittes, sondern von dem allgemeinen Bildungsgesetz die Rede ist, nach welchem die verschiedenen am innern, mittlern und äußern Radumfang gelegenen Schaufelschnitte aneinander gereiht werden, was bisher immer in der Richtung der Radien geschah. Die Schaufelform (Form des abgewickelten Schaufelschnittes) ist eine sehr wichtige Sache und wird später bei der Betrachtung der Tafeln 4 bis 15 einläßlich besprochen werden.

Das Bildungsgesetz mit radialer Aneinanderreihung der Schaufelschnitte ist jedenfalls das einfachste und natürlichste und wird allen theoretisirenden Einwendungen entgegen von der Praxis nicht verlassen werden.

§ 17.

Verengung der Leitcanäle durch die Radschaufeln.

Die obern Stöße der Laufradschaufeln haben aber außerdem noch einen großen Einfluß auf die durch die Turbine fließende Wassermenge, indem sie ungeachtet ihrer fortschreitenden Bewegung eine Verengung des normalen Austrittquerschnittes der Leitcanäle repräsentiren, was von vielen Turbinenbauern merkwürdigerweise übersehen wird.

Stellt man sich vor, daß bei gleicher Zahl der Leit- und Laufradcanäle das Laufrad unbeweglich so gehalten wird, daß die Schaufelstöße (obern Enden der Schaufeln) des Laufrades sich gerade unter den Schaufelstößen des Leitrades befinden, so ist klar, daß das Wasser ungehindert aus den Leitcanälen ausfließen kann, indem in dieser Lage beider Räder keinerlei Verengung des normalen Austrittquerschnittes vorhanden ist.

Ganz anders verhält sich indessen die Sache, wenn nun das Laufrad um die Breite des Schaufelstoßes gedreht und in dieser Lage festgehalten wird.

Die Schaufelstöße beider Räder decken sich jetzt nicht mehr; es steht vielmehr der Schaufelstoß jeder Radschaufel vor einer Ausflußöffnung eines Leitcanales und verengt diese Oeffnung um einen gewissen Betrag, welchen man findet, indem man die Breite des Schaufelstoßes, in der Spaltenebene gemessen, mit dem Sinus des Winkels a multiplicirt.

Ist der Schaufelapparat aufgezeichnet, so ergiebt sich diese Verengung

äußerst einfach dadurch, daß man die Breite a — b des Schaufelstoßes (siehe Tafel 10), in der Spaltenebene gemessen, rechtwinklig auf die normale Weite des Leitcanales projicirt. Es ist also c — d die wirkliche Verengung des Leitcanales bei stillstehendem Laufrade, wenn die Schaufelstöße sich nicht decken.

Ganz ähnlich verhält sich die Sache, wenn das Laufrad in Bewegung ist. Es findet alsdann nur während eines kurzen Augenblickes vollkommene Deckung der Schaufelstöße statt; während eines kurzen Zeitraumes findet dagegen nur theilweise Deckung und während der größten Dauer gar keine Deckung der Schaufelstöße statt, so daß also die normale Weite der Leitcanäle durch die unter den Letztern vorbeigehenden Radschaufelkanten nur um ein Geringes weniger als um a — b sin a = c — d (Tafel 10) verengt wird.

Dabei ist eine gleiche Anzahl Schaufeln beider Räder vorausgesetzt. Ist aber die Anzahl der Radschaufeln größer als diejenige der Leitschaufeln, so wird dadurch in demselben Maße auch die Verengung der Leitcanäle vermehrt.

Es ist in jedem gegebenen Falle eine leichte Sache, den wirklichen Betrag der Verengung der Leitcanäle durch die Radschaufeln festzustellen, so annähernd dieses nothwendig ist.

Will man indessen diese Verengung auf algebraischem Wege ganz genau feststellen, so kann dieß nach der unten folgenden Anleitung geschehn, obwohl man sich in der Praxis dieser Mühe selten unterzieht, da die Verengung während der Bewegung um zwei bis drei Procente geringer ist als beim Stillstand, wenn die Stöße sich nicht decken. —

Hier soll jedoch vorerst noch besonders darauf aufmerksam gemacht werden, daß die besprochene Verengung der Leitcanäle bei den Jonval-Turbinen keineswegs etwa dadurch beseitigt werden kann, indem man die obern Enden der Radschaufeln abrundet oder mehr oder weniger zuspitzt. Denn wenn man diese Zuschärfung der obern Radschaufelenden so ausführen wollte, daß die Verengung der Leitcanäle wesentlich vermindert würde, so müßte man dieselbe so weit treiben, wie dieß in Wirklichkeit durchaus unthunlich ist.

Die Vernachlässigung der vorliegenden Verengung der Leitcanäle durch die Laufradschaufelstöße ist die Ursache, daß schon manche sonst gut construirte Jonval-Turbine (auch bei allen übrigen Turbinenarten ist diese Verengung vorhanden) eine mangelhafte Leistung entwickelt hat, aus dem einfachen Grunde, weil sie die vorausgesetzte Wassermenge nicht consumiren konnte.

Zur genauen Bestimmung der Verengung durch Rechnung kann man auf folgende Weise verfahren:

Da die beiden Räder nicht immer gleiche Schaufelzahl haben, muß die Rechnung so durchgeführt werden, daß sie die verschiedene Schaufelzahl berücksichtigt.

Es sei n die Anzahl Schaufeln des Leitrades,

n_2 diejenige des Laufrades,

o die am mittlern Radumfang in der Spaltenebene gemessene Breite eines Leitschaufelstoßes (Dicke der Leitschaufel dividirt durch den Sinus des Winkels a),

o_2 dieselbe Breite eines Radschaufelstoßes (Dicke der Radschaufel dividirt durch $\sin\beta$),

πD der mittlere Umfang der Turbine.

Um nun zu finden, welcher Theil des ganzen Umfanges πD sowohl durch die Leitschaufelstöße als auch durch die unter dem Leitrade vorbeigehenden Radschaufelstöße während der Bewegung verdeckt wird, hat man die verschiedenen gegenseitigen Stellungen der Schaufeln zu verfolgen und zwar

1. Während desjenigen Weges des Laufrades, auf welchem keinerlei Deckung der Schaufelstöße stattfindet, wird der freibleibende Theil des ganzen Radumfanges ausgedrückt durch

$$\pi D - no - n_2 o_2.$$

2. Während des Theiles des Weges, während welches vollständige Deckung der Schaufelstöße stattfindet, ist der freibleibende Theil des ganzen Radumfanges gleich

$$\pi D - no.$$

3. Während desjenigen Theiles des Weges, auf welchem die vollständige Deckung der Schaufelstöße aufzuhören beginnt, bis nach gänzlichem Aufhören jeglicher Deckung, bleibt der freie Umfang von $\pi D - no$ abnehmend bis zu $\pi D - no - n_2 o_2$, d. h. es ist während dieses Weges der mittlere freie Umfang gleich

$$\pi D - no - \frac{1}{2} n_2 o_2.$$

4. Auf demjenigen Theil des Weges, auf welchem eine neue Deckung der Schaufelstöße beginnt, bis zum Beginne der vollständigen Deckung, bleibt der freie Theil des Umfanges ebenfalls wie unter 3. gleich

$$\pi D - no - \frac{1}{2} o_2 n_2.$$

Aus diesen verschiedenen unter sich ungleichen freibleibenden Theilen des ganzen Radumfanges ergiebt sich ein mittlerer freibleibender Theil von

$$\pi D - no - n_2 o_2 + \frac{1}{\pi D} \cdot no \,.\, n_2 o_2. \quad . \quad . \quad 16)$$

Multiplicirt man diesen mittlern freibleibenden Theil des ganzen Radumfanges mit dem Sinus des Winkels a, so erhält man die Summe der freibleibenden normalen Weiten sämmtlicher Leitcanäle, und dividirt man diese letztere Summe durch die Anzahl der Leitcanäle, so ergiebt sich schließlich die wirkliche freie normale Weite eines Leitcanales.

§ 18.

Der mittlere Durchmesser D der Turbine,

d. h. das arithmetische Mittel zwischen dem äußern Durchmesser des innern und dem innern Durchmesser des äußern Radkranzes ist ebenfalls eine rein empirische Größe und hängt neben der Größe der Winkel a, β und y noch von der radialen Breite b der Canäle ab.

Der Durchmesser der Turbine (worunter hier ohne Ausnahme der mittlere Durchmesser verstanden ist) ist diejenige Dimension, welche am meisten Einfluß auf den Preis des Motors hat.

Aus diesem Grunde soll man den Durchmesser nicht größer wählen, als dieß für eine gute Wirkung der Turbine nothwendig ist.

Die Frage ist nun zunächst, in welchem Verhältnisse der mittlere Durchmesser zum Gefälle und zur Wassermenge stehn soll und man wird bei näherer Ueberlegung leicht finden, daß es nicht die Wassermenge allein ist, welche die Größe dieses Durchmessers bedingt.

Es ist vielmehr die Summe der normalen Weiten aller Leitcanäle beim Austritt (welche Summe wir kurz den Ausflußquerschnitt nennen und mit A bezeichnen), welche für die Bestimmung des Durchmessers maßgebend ist, und welchen man erhält, wenn man die Wassermenge Q durch die Ausflußgeschwindigkeit U dividirt.

Würden die Canäle bei jedem Durchmesser dieselbe Breite b (radiale Dimension) beibehalten, so wäre der Austrittquerschnitt A einer Turbine einfach dem Durchmesser proportional und es würde alsdann dieser Durchmesser ebenfalls dem Austrittquerschnitt $A = \frac{Q}{U}$ proportional gehalten werden müssen.

Die Breite b der Radcanäle wächst aber mit dem Durchmesser und wird demselben meistens proportional gemacht.

Bei einem doppelt so großen Durchmesser D wird also auch die Breite b der Canäle doppelt so groß, so daß der Ausflußquerschnitt Δ sich wie das Quadrat des Durchmessers verhält, d. h. es wird bei einem doppelt so großen Durchmesser D der Austrittquerschnitt $2^2 = 4$ mal so groß.

Der mittlere Durchmesser D wird also der Wurzel aus dem Ausflußquerschnitt Δ proportional sein, d. h. es ist in Metern:

$$D = x\sqrt{\Delta} = x\sqrt{\frac{Q}{U}}, \quad \ldots\ldots 17)$$

in welchem Ausdrucke x einen Coefficienten bezeichnet, welcher der Erfahrung entnommen werden muß.

Der Verfasser, welcher als Constructeur selbst eine große Anzahl Turbinen ausgeführt hat und dem ein zahlreiches Constructions-Material aus den hervorragendsten Etablissementen zur Verfügung steht (welches am Schlusse des Werkes tabellarisch beigefügt werden soll) hat durch Vergleichung folgende mittlere Werthe von x abgeleitet.

1. Für große Wassermengen von 5 bis 10 Cubikmetern per Secunde und verhältnißmäßig kleinen Gefällen von $^1/_2$ bis 3 Meter, sobald Δ größer als $1^1/_2$ Quadratmeter wird, nehme man den mittlern Durchmesser in Metern:

$$D = 2\sqrt{\frac{Q}{U}}. \quad \ldots\ldots\ldots 18)$$

Es erhält dabei eine Turbine mit $2^1/_4$ Quadratmeter Austrittquerschnitt einen mittlern Durchmesser von 3 Metern und eine Breite der Canäle von 700 bis 750 Millimetern.

Turbinen von dieser Größe sind schon äußerst selten und werden natürlich in 2 bis 3 Schaufelkränze abgetheilt.

Dabei sind die Winkel a und y der Leit- und Radschaufeln mit den untern Ebenen der Räder zu 20 bis 24 Graden, eine Schaufeltheilung von 220 bis 280 Millimetern und eine Dicke der Gußschaufeln von 12 Millimetern angenommen worden, was mit bewährten Constructionen aus Etablissementen erster Klasse übereinstimmt.

Es gelten übrigens diese Regeln nur für den Fall, als ein solch bedeutendes Wasserquantum durch eine *einzige* Turbine consumirt werden soll, indem sonst die erforderliche Anzahl der Motoren zu groß und die Kosten der Anlage zu bedeutend ausfallen würden.

Sind (wie aber leider meist nicht der Fall) diese einschränkenden Gründe *nicht* vorhanden, so legt man statt einer einzigen 2 Turbinen

an und berechnet dieſelben nach den unter Fall 2. gegebenen Regeln für mittlere Waſſermengen und Gefälle.

Es werden im Verlaufe dieſes Werkes eine größere Anzahl neuerer Turbinen-Anlagen für die verſchiedenſten Verhältniſſe zwiſchen Waſſermenge und Gefälle bis in alle Details der Conſtruction dargeſtellt und behandelt werden und es muß daher hier auf dieſen Theil des Werkes hingewieſen werden, da die Wahl des Durchmeſſers gar oft durch anderweitige bauliche Verhältniſſe und Geſchwindigkeitsverhältniſſe der Transmiſſionen u. ſ. w. mitbedingt wird.

2. Für mittlere Waſſermengen von 1 bis 5 Cubikmetern per Secunde und Gefälle von $1^1/_2$ bis 8 Metern, ſo lange Δ nicht kleiner als 0,200 Quadratmeter wird, nehme man den mittlern Durchmeſſer

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}} \cdot \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 19)$$

Es erhält dabei eine ſchon recht große Turbine von 1,4 Quadratmetern Ausflußquerſchnitt einen mittlern Durchmeſſer von 3 Metern und eine Breite der Canäle von 520 bis 570 Millimetern bei einem Werthe der Winkel a und y von 18 bis 20 Graden.

Das Laufrad erhält ſomit einen äußeren Durchmeſſer von circa 3,600 Meter, was ſo ziemlich als das Maximum betrachtet werden kann und über welchen man ohne zwingende Gründe nicht hinausgeht, weil abgeſehn von der Schwierigkeit des Guſſes (ein ſolches Laufrad wiegt 3000 bis 3500 Kilo) der Transport auf der Eiſenbahn große Umſtändlichkeit verurſacht, da man die Räder in ſchiefer Lage verladen muß.

Fällt die obere Grenze des angegebenen Gefälles mit der untern Grenze der angegebenen Waſſermenge zuſammen, iſt alſo z. B. die Waſſermenge 1000 Liter und das Gefälle 8 Meter, ſo würde nach der Formel $D = 2{,}5\sqrt{\Delta}$ der Durchmeſſer der Turbine ſchon ſehr klein ausfallen und man wird daher beſſer thun, den Durchmeſſer hier ſchon nach der folgenden Regel unter 3. zu wählen, welche für große Gefälle und kleine Waſſermengen beſtimmt iſt.

Umgekehrt kann man für den entgegengeſetzten Fall, wo das Maximum der angegebenen Waſſermenge mit dem kleinſten angegebenen Gefälle zuſammentrifft (wo alſo $Q = 5000$ Liter und h nur $^1/_2$ bis 1 Meter beträgt) den Durchmeſſer nicht mehr mit dem Coefficienten 2,5, ſondern ſchon mit dem unter 1. angegebenen Coefficienten 2 berechnen, da die Turbine ſonſt zu groß im Durchmeſſer ausfallen würde.

3. Für kleine Waſſermengen unter 1000 bis 1500 Litern und

ganz große Gefälle von 8 bis 12 Metern, wo der Ausflußquerschnitt kleiner als 0,200 Quadratmeter wird, nehme man den mittlern Durchmesser

$$D = 3\sqrt{\Delta} = 3\sqrt{\frac{Q}{U}} \quad \ldots\ldots \quad 20)$$

Es erhält nach dieser Formel eine Turbine für 7 bis 8 Meter Gefälle und circa 1500 Liter Wasser einen Ausflußquerschnitt von 0,12 bis 0,13 Quadratmeter und einen mittlern Durchmesser von 1,050 bis 1,150 Metern, bei einer Breite der Canäle von 200 Millimetern und einem Werthe der Winkel a und y von circa 15 bis 18 Graden.

Es wird also hier der Durchmesser auf Kosten der Breite der Canäle größer und die Anzahl Umdrehungen kleiner, was bei diesen großen Gefällen nothwendig ist, wenn die Zapfen der Turbinenwelle sich nicht zu rasch abnützen und die Transmission nicht allzuviele Rücksetzungen erfordern soll.

Es ist überhaupt eine Erfahrungssache, daß eine Turbine nicht mehr vortheilhaft und regelmäßig arbeitet, wenn der Durchmesser derselben unter eine gewisse Grenze geht und werden deßhalb in neuerer Zeit keine Turbinen unter 0,80 bis 1,000 Meter Durchmesser gebaut.

Ist bei einer vorhandenen Wasserkraft das Gefälle noch größer als angegeben, also mehr als 12 Meter, so kann eine Jonval-Turbine nicht mehr angewendet werden, außer bei ganz bedeutenden Wassermengen, bei welchen dann auch der Durchmesser von selbst größer ausfällt.

Große Wassermengen bei so bedeutenden Gefällen kommen indessen äußerst selten vor.

Schon bei wesentlich geringern Gefällen (man kann sagen ungefähr von 8 Metern an) werden in neuerer Zeit wenig mehr Jonval-Turbinen angewendet, da eine gut angeordnete Druckturbine (Actionsturbine) für solche Verhältnisse günstigere Resultate ergiebt und die Umfangsgeschwindigkeit oder die Tourenzahl bei diesen Turbinen kleiner wird.

Der Wasserverlust durch den Spalt fällt bei den Jonval-Turbinen bei großen Gefällen sehr bedeutend aus, während bei den Actionsturbinen dieser Wasserverlust mit dem Spaltendrucke ganz wegfällt.

Die Vor- und Nachtheile der verschiedenen Turbinen-Arten werden in einem besondern Abschnitte einläßlich betrachtet werden; doch muß hier davon wenigstens soviel erwähnt werden, daß in Folge der Schwierigkeit, eine Jonval-Turbine auf eine correcte Weise verschiedenen Wasserquantitäten anzupassen (zu reguliren, siehe Seite 49 und folgende), in neuerer Zeit nur da Jonval-Turbinen angewendet werden, wo die Wassermenge nicht variirt oder vielmehr niemals kleiner wird als das von der Turbine consumirte Quantum, sowie außerdem noch an solchen

Orten, wo die Turbine oft längere Zeit hindurch tief im Unterwasser laufen muß, also bei sehr veränderlichen Unterwasserständen.

Wo eine Turbine der Localverhältnisse halber am Besten nach Fig. 1 bis 3, Tafel 3 (man sehe hierüber Seite 49) aufgestellt werden soll, muß natürlicherweise ebenfalls eine Jonval-Turbine angewendet werden; doch ist auch hiezu zu bemerken, daß solche Anordnungen in neuerer Zeit sehr selten ausgeführt und vortheilhaft durch Actions-Turbinen ersetzt werden.

§ 19.

Die Breite b der Radcanäle und die Höhe der Räder.

Die lichte Breite b der Canäle des Laufrades ist bei den Jonval-Turbinen oben und unten jederzeit gleich groß; denn obwohl in neuerer Zeit auch Reactionsturbinen mit verticaler Achse und mit sich nach unten erweiternden (radial verbreiternden) Laufradcanälen gebaut werden, so rechnet man diese Turbinen nicht mehr zu den Jonval-Turbinen, für welche eine constante Radbreite des Laufrades eine wesentliche Bedingung ist.

Das Leitrad dagegen wird, um eine bessere Einführung des Wassers (ohne Contraction) zu erhalten, oft nach oben hin weiter gehalten. Doch wird unter der Breite b der Leitcanäle immer die Breite am Austrittquerschnitte verstanden.

Die Breite b der Radcanäle ist nun durch die im vorigen Paragraphen gegebenen Regel bereits bestimmt, d. h. sie hängt von den gegebenen Durchmessern ab.

Es wird:

$$\left.\begin{array}{ll} 1.\ \text{Für } D = 2\sqrt{A} & \text{die Breite } b = \frac{D}{3{,}5} \text{ bis } \frac{D}{4} \\ 2.\ \text{Für } D = 2{,}5\sqrt{A} & \text{die Breite } b = \frac{D}{4{,}5} \text{ bis } \frac{D}{5{,}5} \\ 3.\ \text{Für } D = 3\sqrt{A} & \text{die Breite } b = \frac{D}{5} \text{ bis } \frac{D}{6} \end{array}\right\} \quad 21)$$

Welchen Werth zwischen den angegebenen Grenzen man der lichten Breite b giebt, dieß hängt außer dem Winkel a noch von der Schaufeldicke ab und wird sich bei der genauen Berechnung jedes einzelnen Falles leicht ergeben.

Die Breite b wird in der Praxis übrigens bei ein und demselben Durchmesser D ziemlich verschieden gewählt, weil man die für einen bestimmten Durchmesser vorhandenen Modelle dadurch möglichst oft zu verwerthen

sucht, daß man durch die Aenderung der Radbreite unter Beibehaltung des Durchmessers die Turbine den verschiedenen Werthen von Δ anzupassen sucht.

Man verändert aus diesem Grunde die Breite b oft um $^1/_4$ bis $^1/_5$ ihres Betrages.

Die Höhe des Lauf- und Leitrades soll für beide Räder gleich groß sein.

Früher wurde das Leitrad meistens höher gehalten als das Laufrad, wozu indessen gar kein Grund vorliegt.

Wenn überhaupt eines der beiden Räder durchaus höher gemacht werden sollte, so müßte es das Laufrad sein, welches die ganze Arbeitsfähigkeit des Wassers in sich aufnimmt, nicht aber das Leitrad, wenn nicht (was freilich eintreten kann) das Leitrad aus dem Grunde etwas nach oben verlängert wird, um eine lange Führung der Regulirschieber ik Fig. 17 Tafel 1 zu erhalten, welche in neuerer Zeit auch bei den Jonval-Turbinen vielfache Anwendung finden.

Der Verfasser geht von dem Grundsatze aus, daß die Höhe der Schaufelung des Lauf- und Leitrades dieselbe sein soll, weil der absolute Weg des Wassers im Leitrade bei der natürlichen gleichartigen Beschaufelung beider Räder (§ 13 zweiter Fall) nahezu gleich ist dem relativen Wasserwege im Laufrade.

Das Wasser hat somit in beiden Rädern dieselbe Ablenkung durch die gleichen Krümmungen mit derselben Geschwindigkeit zu erleiden und liegt somit, wie bereits erwähnt, absolut kein Grund vor, das eine beider Räder höher zu halten als das andere.

Auch die Reibung des Wassers ist in beiden Rädern genau dieselbe.

Dieß ist auch dann noch sehr annähernd der Fall, wenn die Schaufelung beider Räder nicht mehr dieselbe ist (nach § 13 zweiter Fall).

Durch Vergleichung einer großen Anzahl Constructionen aus renommirten Geschäften fand der Verfasser für die Radhöhe die mittlern Werthe:

1. Bei Turbinen bis 1,200 Meter mittlern Durchmesser

$$\text{Radhöhe} = \frac{1}{7} D.$$

2. Bei Turbinen von 1,200 Meter bis 2,000 Meter mittlern Durchmesser

$$\text{Radhöhe} = \frac{1}{9} D \text{ bis } \frac{1}{10} D.$$

3. Bei Turbinen von 2,000 Meter bis 3,000 Meter mittlern Durchmesser

$$\text{Radhöhe} = \frac{1}{10} D \text{ bis } \frac{1}{12} D.$$

§ 20.

Numerische Werthe der Schaufel-Winkel a β und y.

Durch die vorstehenden Regeln über den Durchmesser und die Breite der Radcanäle sind auch die Winkel a, β und y gegeben, indem jene Regeln nur unter Zugrundelegung bestimmter Werthe dieser Winkel abgeleitet werden konnten.

Diese Winkelverhältnisse bedingen aber gleichzeitig den Reactionsgrad, die Umfangsgeschwindigkeit v, die Ausflußgeschwindigkeit U, überhaupt den ganzen Charakter des Motors.

Der Verfasser hat eine große Anzahl Turbinen aus den verschiedensten Etablissementen sowohl in Bezug auf den Reactionsgrad als hinsichtlich der ganzen Constructionsverhältnisse, des relativen und absoluten Wasserweges und der Reibungsverhältnisse einer eingehenden Vergleichung unterworfen und kann die folgenden auch den obigen Regeln über den Durchmesser zu Grunde liegenden Winkelwerthe als durchaus zweckentsprechend bezeichnen.

Den Winkel β nehme man durchweg gleich oder doch annähernd $= 90°$.

Der Winkel a erhalte je nach dem Durchmesser folgende Werthe:

1. Für $D = 2\sqrt{\Delta}$ wähle man den Winkel $a = 20$ bis $24°$.
2. Für $D = 2{,}5\sqrt{\Delta}$ " " " " $a = 17$ bis $20°$.
3. Für $D = 3\sqrt{\Delta}$ " " " " $a = 15$ bis $17°$.

Der Werth des Winkels y ergiebt sich bei der speciellen Berechnung und Aufzeichnung des Schaufelapparates und wird beim Construiren nach den obigen Regeln gleich oder etwas kleiner als der Winkel a.

Dieser Winkel y dient sozusagen als Correctionsmittel der ganzen Construction und kann, wenn man sich nicht sehr complicirter Formeln bedienen will, nur durch Probiren auf seinen endgültigen numerischen Werth gebracht werden.

Bei den angegebenen Winkelverhältnissen wird die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade $U = 0{,}70$ bis $0{,}78\sqrt{2gh}$. Der Ueberdruck oder die Reaction erhält einen mittlern Werth; die Schaufeln erhalten eine nicht zu starke Krümmung und es sind somit auch die Reibungsverluste nicht allzu bedeutend.

Es soll durch die Annahme der obigen Werthe keineswegs gesagt sein, daß nicht andere Werthe ebenso gute und zweckentsprechende Verhältnisse geben, wie denn überhaupt die ganzen Verhältnisse des Schaufelapparates nach § 12 und 13 innerhalb weiter Grenzen willkürlich gewählt werden können, ohne daß dieß auf die Leistung des Motors einen merklichen Einfluß ausübt.

Wenn man die Berechnung der Reibung des Wassers an den Schaufelwänden so weit als thunlich durchführt, so findet man allerdings, daß ein etwas kleinerer Winkel β eine etwas kleinere Reibung (auch flachere Schaufeln) verursacht; doch werden in noch erheblicherm Maße der Spaltenüberdruck und der dadurch bedingte Wasserverlust durch den Spalt vermehrt, so daß hinsichtlich des Wirkungsgrades beide Werthe von β $\left(90^0 \text{ oder } 90+\frac{a}{2}\right)$ gleich zweckentsprechend sind.

§ 21.

Die Reibungswiderstände im Leit- und Laufrad der Jonval-Turbine.

In den §§ 10 und 11 sind die Ausdrücke abgeleitet zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade, der relativen Eintritt- und Austrittgeschwindigkeiten u und u, und der Umfangsgeschwindigkeit v.

Es geben indessen jene Formeln nur die theoretischen Werthe der gesuchten Größen unter Vernachlässigung aller Nebenhindernisse, welche das Wasser auf seinem Wege durch die Turbine zu überwinden hat.

Diese Nebenhindernisse sollen hier ihrem numerischen Werthe nach bestimmt werden, wonach man alsdann in der Lage ist, die Formeln der §§ 10 und 11 einer Correctur zu unterziehen, damit die Ergebnisse derselben der Wirklichkeit entsprechen.

Diese Nebenhindernisse bestehn nun:

1. In der Reibung des Wassers im Leitrade beim Durchfluß und beim Austritt aus dem Rade.
2. In den Stoßverlusten beim Aufprallen des Wassers an den Schaufelstößen bei seinem Eintritte ins Laufrad.
3. In der Reibung des Wassers im Laufrade.
4. Im Knieröhrenwiderstand (Krümmungswiderstand) beim Durchfluß durch das Laufrad.

a) Widerstand im Leitrade.

Auch im Leitrade hat das Wasser einen Knieröhrenwiderstand zu überwinden; doch ist es einfacher, den ganzen Widerstand (Gefällverlust), welchen das Wasser bis zu seinem Austritt aus den Leitcanälen erleidet, durch einen einzigen Coefficienten auszudrücken, welcher als Ausflußcoefficient (Geschwindigkeitscoefficient, § 212 Band I.) figurirt.

Es handelt sich also um die Frage, mit welcher Geschwindigkeit

das Wasser aus dem Leitrade ausfließt, oder mit andern Worten, mit welchem Coefficienten k die theoretische Ausflußgeschwindigkeit U (§ 10 und 11) multiplicirt werden muß, um die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit zu erhalten.

Vorerst muß erwähnt werden, daß nach unserer Voraussetzung (und wie allgemein im Turbinenbau üblich ist) die untern Enden der Leitcanäle parallel gerichtet sind und somit keine Contraction des ausfließenden Wassers stattfinden kann.

Die Leitcanäle sind ferner immer so geformt, daß sie keine plötzliche Veränderung des Querschnittes aufweisen, so daß der letztere ganz allmälig von oben nach unten abnimmt, der Canal somit durchaus nach der Form des contrahirten Wasserstrahles gebildet ist.

Man hat es somit hier in Bezug auf die Form des Ausflußcanales mit einem sehr günstigen Falle zu thun.

Nach § 49 Seite 95 I. Band ist für einen derart geformten Ausflußcanal mit ganz glatt polirten Wänden die Ausflußgeschwindigkeit 0,96 bis 0,975 der theoretischen $\sqrt{2gh}$.

Da nun ein Turbinencanal nicht glatt polirt ist, vielmehr eine ziemlich rauhe Fläche bildet (man wendet in neuerer Zeit meist Räder mit gegossenen Schaufeln an) so wird es nicht unrichtig sein, für den Ausfluß aus einem Turbinenrade einen etwas kleineren Coefficienten k anzunehmen; z. B. $k = 0{,}95$.

Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade ist somit

$$0{,}95\ U,$$

d. h. es fließt das Wasser mit einer nur um 5 Procente kleinern als der theoretischen Geschwindigkeit aus.

Man würde sich indessen täuschen, wenn man glauben wollte, daß in Folge dessen die Nutzleistung der Turbine in allen Fällen ebenfalls blos um 5 Procente kleiner werde.

Die lebendige Kraft einer Wassermasse ist nämlich dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional und es verhält sich somit die Leistungsfähigkeit des Wassers bei der wirklichen Ausflußgeschwindigkeit zu derjenigen, welche es bei der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ haben würde, wie

$$0{,}95^2 : 1 \text{ oder wie } 0{,}90 : 1.$$

Eine Turbine, bei welcher das Wasser mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus dem Leitrade fließen soll, verliert also durch diese Verminderung der Ausflußgeschwindigkeit U von 5 Procent volle 10 Procente an der Nutzleistung.

Bei ganz glatten Leitcanälen aus Eisenblech wird der Ausflußcoefficient k etwas größer, keinenfalls aber größer als 0,97 bis 0,96.

Der Verlust an Nutzleistung ist daher hier für alle Turbinen mit $U = \sqrt{2gh}$ (Actionsturbinen)

$$1 - 0{,}97^2 = 0{,}06 \text{ oder } 6 \text{ Procente}$$

und es muß dieser Verlust als das Minimum des überhaupt möglichen bezeichnet werden, wie er auch im allergünstigsten Falle selbst bei kleinern Turbinen mit ganz glatten Blechschaufeln und sorgfältigstem Verputz der Seitenkränze niemals kleiner erlangt werden könnte.

In der Regel wird dagegen dieser Austrittverlust aus dem Leitrade namentlich bei größern Turbinen mit $U = \sqrt{2gh}$ nicht unter 6 bis 8 Procent des Gefälles oder der theoretischen Leistung der Wasserkraft betragen.

Dieses Ergebniß stimmt auch mit den directen Versuchen überein, welche Weißbach über den Widerstand des Wassers beim Durchfluß durch Turbinenräder angestellt hat und bei welchen sich der Druckhöhenverlust zu 0,05 bis 0,10 $\frac{v^2}{2g}$ ergeben hat, wenn v die Ausflußgeschwindigkeit aus den Mündungen der Canäle bezeichnet.

Der Verlust würde also hier im Mittel $7\frac{1}{2}$ Procent der theoretischen Leistung der Wasserkraft betragen, wenn U gleich ist der theoretischen Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$, wie dieß bei den Actionsturbinen der Fall ist.

Bei dem vom Verfasser in dem vorigen Paragraphen angenommenen Reactionsgrade $U = 0{,}70\sqrt{2gh}$ ist die Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$ bei Jonval-Turbinen dem halben Gefälle gleich und es wird somit der obige Druckhöhenverlust im Leitrade nur 0,075 oder $7\frac{1}{2}$ Procent von dem halben Gefälle, d. h. nur 3 bis 4 Procente des ganzen Gefälles oder der theoretischen Leistung der Wasserkraft betragen.

Man ersieht daraus, daß dieser Austrittverlust für das Leitrad um so kleiner wird, je kleiner U, d. h. je größer der Reactionsgrad oder der Ueberdruck ist.

Bei einer nahezu mit voller Action arbeitenden Turbine (wo $U = 0{,}90$ bis $0{,}95\sqrt{2gh}$ ist) wird dieser Verlust im Leitrade nahezu doppelt so groß als bei unserm Reactionsgrade $U = 0{,}70\sqrt{2gh}$.

Um diesen Druckhöhenverlust bis zum Austritt aus dem Leitrade noch auf anderm Wege zu bestimmen, soll derselbe im Nachfolgenden für eine Turbine mit mittlern Verhältnissen berechnet werden:

Dimensionen der Turbine; mittlerer Durchmesser 2 Meter; Gefälle 4,50 Meter. Schaufeltheilung circa 200 Millimeter; Breite

der Canäle = $^1/_6$ D = 400 Millimeter. Winkel a = 16°; normale Weite der Leitcanäle am Austritt 50 Millimeter. Anzahl Schaufeln oder Canäle = 30.

Wie aus den Tafeln 4 bis 7 ersichtlich ist, beträgt die mittlere Länge der Leitcanäle ungefähr das doppelte der Theilung, also 400 Millimeter und es haben die Canäle auf der untern Hälfte dieser Länge nahezu dieselbe normale Weite, während die letztern in der obern Hälfte dieser Länge sehr verschieden ist.

Wie die normalen Weiten verhalten sich umgekehrt die Durchfluß-Geschwindigkeiten des Wassers. Wir wollen daher hier, um den Reibungsverlust möglichst genau zu erhalten, denselben für die untere und obere Hälfte der Leitcanäle besonders berechnen und dabei die Reibungsconfficienten annehmen, welche Weißbach (Ingenieurmechanik, 5. Auflage Seite 1017) als mit zahlreichen Versuchen übereinstimmend für gewöhnliche Rohrleitungen angiebt.

Sei nun bei einem Rohre von rechtwinkligem Querschnitt b die Breite dieses Querschnittes, s die Höhe, l die Länge des Rohres und y der Reibungscoefficient, welcher den Druckhöhenverlust angiebt, v die Geschwindigkeit des Wassers in der Röhre, so ist der Verlust an Druckhöhe gleich

$$y\,l\,\frac{b+s}{2\,b\times s}\,\frac{v^2}{2\,g}.$$

Für die untere Hälfte unseres Leitcanales ist l = 0,20 Meter; b = 0,40 Meter; s = 0,050 Meter; $v = 0{,}70\sqrt{2\,g\,h} = U = 6{,}57$ Meter.

Für die Geschwindigkeit v = $6^1/_2$ Meter wird nach Weißbach der Coefficient y = 0,018 und somit der Verlust an Druckhöhe für jeden Leitcanal gleich

$$0{,}018\,.\,0{,}20\,\frac{0{,}40+0{,}050}{2\times 0{,}40\times 0{,}050}\,\frac{6{,}5^2}{2\times 9{,}81} = 0{,}083\text{ Meter} = \frac{1}{54}$$

des ganzen Gefälles oder circa 2 Procente.

Die Turbine hat 30 Leitcanäle und es ist nun die Frage, ob die Anzahl der Canäle einen Einfluß auf die Reibungshöhe hat oder ob Letztere unabhängig von dieser sei.

Das Letztere muß unbedingt bejaht werden. Es ist im obigen Beispiele für jeden einzelnen Leitcanal die Verlusthöhe der Reibung 0,083 Meter, und da jeder Leitcanal mit der auf ihm ruhenden Wassersäule ein separates System bildet, so ist auch die Verlusthöhe für alle diese einzelnen Systeme nicht größer als 0,083 Meter, worüber gar kein Zweifel obwalten kann.

Reiche giebt in seinem Werke „Die Gesetze des Turbinenbaues" (Leipzig 1877) die Reibungshöhe um das nfache zu groß an, wenn n die Anzahl der Radcanäle beträgt.

Auf Seite 40 des genannten Werkes wird die Widerstandshöhe der Reibung (der Gefällverlust) für n Turbinencanäle zu

$$n\,y\,\frac{l\times(b+s)}{2\,b\times s}\,\frac{v^2}{2\,g}$$

angegeben und dabei die Multiplication mit n besonders betont.

Dieß ist ein Irrthum, denn diese Widerstandshöhe ist für alle n Canäle nur gleich

$$y\,l\,\frac{b+s}{2\,b\,s}\,\frac{v^2}{2\,g}.$$

Die Unrichtigkeit der Formel nach Reiche kann durch ein numerisches Beispiel sogleich vor Augen geführt werden, wenn man die Werthe unserer vorliegenden Turbine in dieselbe einsetzt. Man erhält dann als Gefällverlust durch die Reibung in der untern Hälfte unserer Leitcanäle

$$30\times 0{,}083 = 2{,}500 \text{ Meter},$$

d. h. mehr als die Hälfte des Gefälles.

Der Verlust in der übrigen Hälfte des Leitcanales sowie derjenige im Laufrade würde mit dem gefundenen zusammen mehr als das Gefälle selbst betragen, d. h. es könnte das Wasser gar nicht mit dieser Geschwindigkeit durch die Turbine fließen.

Nach dieser Abweichung wollen wir in unserer Rechnung fortfahren.

Den Gefällverlust in der untern Hälfte der Leitcanäle haben wir zu circa 2 Procent, nämlich zu 0,083 Meter gefunden.

Der Gefällverlust in der obern Hälfte der Leitcanäle wird in Folge der größern Weite, d. h. kleinern Durchflußgeschwindigkeit, geringer.

Diese Durchflußgeschwindigkeit ist am Ende der obern Hälfte der Leitcanäle wie oben gleich 6,57 Meter, dagegen beim Eintritt in die Leitcanäle im Verhältniß von $^{50}/_{200} = \frac{1}{4}$ kleiner oder gleich 1,64 Meter. Die mittlere Geschwindigkeit ist daher $\frac{6{,}57+1{,}64}{2} = 4{,}10$ Meter und es wird somit der Gefällverlust gleich

$$0{,}018\times 0{,}40\,\frac{0{,}40+0{,}125}{2\times 0{,}40\times 0{,}125}\,\frac{4{,}1^2}{2\times 9{,}8} = 0{,}0324 \text{ Meter} =$$

circa 0,7 Procent des Gefälles.

Der totale Verlust im Leitrade in Folge der Reibung ist somit

$= 2 + 0{,}7 = 2{,}7$ Procente des totalen Gefälles oder der theoretischen Leistung der Wasserkraft.

Hinzu kommt noch der Knieröhrenwiderstand, welcher in Folge der kleinen Geschwindigkeit am Anfang der Canäle (wo die Krümmung ist) sehr unbedeutend wird und nicht über $^1/_3$ Procent betragen kann.

Ebenso verursacht das Aufprallen des Wassers auf die Schaufelkanten beim Eintritt des Wassers in das Leitrad einen kleinen Gefällverlust, welcher folgender Weise bestimmt werden kann:

Die Schaufeltheilung ist 200 Millimeter; die Breite der Schaufelstöße sei 12 Millimeter, d. h. $^1/_{16}$ der Theilung. Obwohl nun die obern Kanten der Schaufeln abgerundet werden, so erleidet das Wasser beim Eintritt in das Leitrad eine so rasche Geschwindigkeitsänderung (man betrachte die Schaufelschnitte Tafel 4 bis 12), daß man nicht sehr viel fehlen wird, wenn man annimmt, daß die Geschwindigkeit der unmittelbar vor den Schaufelstößen befindlichen Wasserstreifen aufgehoben wird.

Die Geschwindigkeit an der Eintrittstelle in das Leitrad ist 1,60 Meter, welcher eine Druckhöhe von 0,13 Meter entspricht.

Es wird also auf $^1/_{16}$ der Länge einer jeden Schaufeltheilung das Gefälle um 0,13 Meter vermindert, und wenn man nun annimmt, daß sich diese Gefällverminderung auf die ganze Länge der Theilung gleichmäßig zertheile, so wird dieselbe für den Einlauf in das ganze Leitrad gleich

$$0{,}13/16 = 0{,}008 \text{ Meter}$$

oder nicht ganz $^1/_5$ Procent des ganzen Gefälles.

Unsere Rechnung ergiebt somit für die vorliegende Turbine folgende Gefällverluste bis zum Austritt aus den Leitcanälen:

1.	Reibungshöhe des Wassers in der untern Hälfte der Leitcanäle	0,083	Meter
2.	Reibungshöhe des Wassers in der obern Hälfte der Leitcanäle	0,0324	„
3.	Stoßverlust durch die Schaufelkanten an der Eintrittstelle in die Leitcanäle	0,0080	„
4.	Knieröhrenwiderstand	0,0150	„
	Totaler Gefällverlust im Leitrade =	0,1384	Meter

oder 3 Procente des Gefälles von $4^1/_2$ Meter.

Dagegen muß hervorgehoben werden, daß die Reibungsverluste mit dem Quadrate der Geschwindigkeit zunehmen, also bei höherm Gefälle dem absoluten Werthe nach größer werden; in Procenten des Gefälles ausgedrückt aber allerdings gleich groß bleiben.

So wird z. B. für unsere Turbine bei 10 Meter Gefälle die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade circa gleich $0{,}70\sqrt{2\times 9{,}8\times 10} = 0{,}70\times 14 = 9{,}8$ Meter und der Gefällverlust in der untern Hälfte der Leitcanäle gleich

$$0{,}018\times 0{,}40\,\frac{0{,}40+0{,}050}{2\times 0{,}40\times 0{,}05}\,\frac{9{,}8^2}{2\times 9{,}81} = 0{,}181 \text{ Meter},$$

d. h. in demselben Verhältniß größer als das Gefälle größer ist.

Dieß wird man nach einiger Ueberlegung auch ohne Rechnung finden, denn da die Ausflußgeschwindigkeit mit der Wurzel aus dem Gefälle, die Reibung dagegen mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, so bleibt der Gefällverlust durch die Reibung in Bruchtheilen des Gefälles ausgedrückt jederzeit constant.

Ein 4 mal größeres Gefälle verursacht $\sqrt{4} = 2$ mal größere Ausflußgeschwindigkeit und letztere verursacht $2^2 = 4$ mal größere Reibung dem absoluten Werthe nach also einen gleich großen Verlust in Procenten.

Regel: „Die Gefällverluste durch die Reibung und Stöße in den Turbinenrädern sind in Procenten ausgedrückt für die verschiedensten Gefälle gleich groß, also constant."

Dagegen ändern sich diese Reibungs- ꝛc. Verluste mit dem Reactionsgrade oder mit dem Werthe der Ausflußgeschwindigkeit U.

Eine Turbine mit kleinem Ueberdrucke (geringer Reaction) verursacht einen größern Gefällverlust im Leitrade, dagegen einen kleinern im Laufrade, weil im Letztern die relative Geschwindigkeit u, kleiner wird.

Eine Turbine mit großem Ueberdrucke (starker Reaction) verursacht einen kleinern Reibungsverlust im Leitrade, dagegen aber einen größern im Laufrade, weil im Letztern in diesem Falle die relative Geschwindigkeit u, größer wird als bei geringem Ueberdrucke.

Es folgt daraus die

Regel: Die Gefällverluste sind bei Turbinen mit den verschiedensten Reactionsgraden ungefähr gleich groß; denn um den Betrag, als in einem Falle der Verlust im Leitrad kleiner wird, wächst derselbe im Laufrade und umgekehrt.

b. Stoßverluste beim Eintritt des Wassers ins Laufrad.

Das Vorübergehn der Laufradschaufelkanten vor den offenen Leitcanälen verursacht nach § 16 und 17 einen Stoßverlust durch die plötzliche Verengung der normalen Austrittquerschnitte des Leitrades.

Sei a b Tafel 10 die auf dem mittlern Radumfange in der Spaltenebene gemessene Breite eines Schaufelstoßes, so ist c d = a b sin a (Projection von a b auf den normalen Austrittquerschnitt des Leitrades) die Verengung des normalen Ausflußquerschnittes eines jeden Canales.

Wenn nun auch (§ 17) die wirkliche mittlere Verengung der Leitcanäle während der Drehung des Laufrades etwas kleiner ist als c d, insoweit diese Verengung für die ausfließende Wassermenge in Betracht kommt, so verursacht doch der plötzliche Wechsel in der Größe der Verengung solche Unregelmäßigkeiten in der Bewegung des Wassers, daß man einen nur höchst unbedeutenden Fehler begeht, wenn man annimmt, daß die Geschwindigkeit des auf jede Schaufelkante treffenden Wasserstreifens durch den Aufprall ganz aufgehoben wird, was auch durch die kurz verlaufende Abrundung der obern Schaufelkante nicht verhindert werden kann, wenigstens nicht in so erheblichem Maße, daß nicht anderweitige Unregelmäßigkeiten und Störungen die Verminderung des Stoßverlustes aufwiegen.

Damit sind nun die Daten zur Berechnung dieses Stoßverlustes gegeben und wir wollen für die Durchführung derselben wieder unsere obige Turbine (a) dieses Paragraphs zu Grunde legen.

Die normale Weite eines Leitcanales ist 50 Millimeter; die Schaufeldicke an der obern Schaufelkante des Laufrades 12 Millimeter; also die Länge a — b (da Winkel β = oder nahe 90°) ebenfalls 12 Millimeter und daraus folgt die Verengung c d (bei Winkel a = 16°)

$$cd = ab \sin a = 12 \sin 16^0 = 12 \times 0{,}275 = 3{,}3 \text{ Millimeter.}$$

Dies ist 3,3/50 = 0,066 = $6^1/_2$ Procent der totalen normalen Weite der Leitcanäle.

Die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade ist 6,57 Meter und es geht somit für den 3,3 Millimeter dicken Wasserstreifen jedes Leitcanales eine Druckhöhe von

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{6{,}57^2}{2 \times 9{,}81} = 2{,}15 \text{ Meter}$$

verloren.

Vertheilt man diesen Druckhöhenverlust (rücksichtlich der raschen Bewegung der störenden Schaufelkanten) auf den ganzen Ausflußquerschnitt, so wird der Gefällverlust durch die Stöße auf sämmtliche Schaufelkanten der Turbine (resp. des Laufrades) gleich

$$2{,}15 \times \frac{3{,}3}{50} = 0{,}142 \text{ Meter}$$

oder circa 3 Procente des totalen Gefälles von 4,5 Meter oder 3 Procente des theoretischen Effectes der Wasserkraft.

Auch hier ist der Effectverlust dem Quadrate der Geschwindigkeit oder dem einfachen Gefälle proportional und es gilt daher auch von diesen Stoßverlusten die Regel, daß der Verlust bei großen und kleinen Gefällen unter sonst gleichen Umständen derselbe bleibt, wenn man ihn in Procenten des totalen Gefälles oder des theoretischen Effectes der Wasserkraft ausdrückt.

Dagegen ist hier darauf aufmerksam zu machen, daß dieser Verlust um so größer ausfällt, je größer die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade ist, d. h. je mehr eine Turbine mit Action arbeitet oder je kleiner der Ueberdruck ist.

In der That wird bei einer reinen Actionsturbine von den oben erwähnten Dimensionen dieser Verlust gerade doppelt so groß als für unsre obige Turbine mit $U = 0{,}70\sqrt{2gh}$ ausfallen, weil die diesem letztern Werthe entsprechende Druckhöhe genau nur die Hälfte des ganzen Gefälles beträgt.

Da, wie unter a. dieses Paragraphen erörtert wurde, die Summe der Reibungswiderstände im Leit- und Laufrad einer Turbine für alle Werthe von U, d. h. für alle die verschiedenen Reactionsgrade ungefähr gleich groß ausfällt, so folgt daraus, daß nur der vorliegende Stoßverlust bei Actionsturbinen größer wird als bei Reactionsturbinen und es haben aus diesem Grunde die meisten Theoretiker die Actionsturbinen ihrem Werthe nach weit unter die Reactionsturbinen gesetzt.

Wir werden aber später sehn, daß andere Vortheile der Actionsturbinen den kleinen Nachtheil des größern Stoßverlustes beim Eintritt in das Laufrad mehr als aufwiegen und daß es überhaupt unrichtig ist, Turbinensysteme mit so gänzlich verschiedenen Eigenschaften nach so kleinen Differenzen beurtheilen resp. auf so nebensächliche Anhaltspunkte gestützt mit einander vergleichen zu wollen.

c. Widerstand oder Effectverlust im Laufrade.

Aehnlich wie im Leitrade erleidet das Wasser beim Durchfluß durch das Laufrad einen Reibungswiderstand und einen Knieröhrenwiderstand. Nach unsern in den §§ 12 bis 20 angenommenen Constructionsverhältnissen ist die Schaufelung des Leitrades ganz oder sehr nahe gleich derjenigen des Laufrades und es fallen daher auch die Reibungswiderstände in beiden Rädern gleich groß aus, weil die mittlere relative Durchflußgeschwindigkeit durch das Laufrad gleich ist der mittlern Geschwindigkeit des Wassers im Leitrade.

Die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus der Turbinenkammer in die Leitcanäle einfließt, ist nach unsren Constructionsverhältnissen ganz oder doch immer sehr annähernd dieselbe, mit welcher das Wasser seinen relativen Weg im Laufrade beginnt.

Es folgt dieß schon daraus, daß beide Canäle (im Lauf- und Leitrade) denselben normalen Querschnitt haben und daß durch beide ein und dieselbe Wassermenge hindurchfließt.

Es ist nach unsern Constructionsverhältnissen (§§ 12 bis 20) zwar keineswegs eine Bedingung, daß die Schaufelung des Leit- und Laufrades ganz dieselbe sein müsse, nur ist es, da keinerlei Grund für eine verschiedene Anordnung beider Räder vorhanden ist, am Natürlichsten, die beiden Räder gleich zu halten.

Eine kleine Abweichung nach dieser oder jener Richtung hat auch auf die Reibungswiderstände nicht den geringsten nennenswerthen Einfluß und es können daher bei unsern Jonval-Turbinen mit $U = 0{,}70\sqrt{2gh}$ die Reibungsverluste in beiden Rädern jederzeit als durchaus gleich angenommen werden.

Dieser Verlust wurde oben zu drei bis vier Procent des Gefälles oder des totalen (theoretischen) Effectes der Wasserkraft bestimmt.

d. Die Summe der sämmtlichen passiven Widerstände beim Durchflusse des Wassers durch die Turbine.

Man kann sich nach der Feststellung der sämmtlichen Widerstände beim Wasserdurchfluß durch das Leit- und Laufrad einer Jonval-Turbine noch die Frage vorlegen, ob außer den betrachteten Hindernissen nicht noch anderweitige Umstände eine Verminderung der Durchflußgeschwindigkeiten verursachen müssen.

Z. B. könnte man denken und findet dieß öfter ausgesprochen, daß die wirbelnden Bewegungen (innern Bewegungen) der durch die Turbine fließenden (bei großen Gefällen sprühenden) Wassermassen eine Verminderung an lebendiger Kraft repräsentiren müssen.

Diese Anschauungsweise ist aber nach den Principien der Mechanik insofern nicht richtig, als durch solche innere Bewegungen (Ortsveränderungen in einem System zusammenhängender Körper) keine Verschiebung des Schwerpunktes vom ganzen Systeme stattfindet und daher die lebendige Kraft des in Bewegung befindlichen Systemes dieselbe bleiben muß.

Ein Beispiel mag dieß verdeutlichen:

Während der Bewegung eines Eisenbahnzuges explodirt die Loco-

motive und es fliegen die Bestandtheile derselben nach allen Richtungen ungehindert auseinander.

Ungeachtet der verschiedenen Bewegungsrichtung der einzelnen fortgeschleuderten Stücke bleibt der Schwerpunkt der Locomotive relativ zum Zuge an derselben Stelle und es bleibt auch (so lange die Stücke noch im Fluge begriffen sind) die lebendige Kraft des Zuges (inclinativ der herumfliegenden Stücke) genau dieselbe, wie sie vorher war, als die Explosion noch nicht stattgefunden hatte.

Aehnlich ist es auch mit dem Wasser.

Die Reibung hindert an einer Stelle das Wasser in seiner Bewegung; es findet Gefällverlust und somit Verlust an lebendiger Kraft der Wassermasse statt. Diese Arbeit muß sich irgendwie äußern und kann nur in schwingende Bewegungen der Massen übergehn und zwar entweder in schwingende Bewegung der kleinsten Theilchen (Atome), d. h. in Wärme, oder aber in schwingende Bewegung der ganzen Massen, d. h. in Vibrationen. Beim Wasser gehn solche Vibrationen in Folge der leichten Verschiebbarkeit der Molecüle in innere Bewegungen über, d. h. es wirbeln die einzelnen Theilchen des Wassers nach allen Richtungen durcheinander, während doch die ganze Masse als compacter Strahl sich nach einer Richtung mit großer Geschwindigkeit fortbewegt.

Die innern Bewegungen einer Wassermasse sind also eine Folge von bereits anderswo zu Tage getretenen und nicht eine Ursache von neuen Effectverlusten; und ob in einer nach einer bestimmten Richtung sich bewegenden Wassermasse innere Bewegungen vorkommen oder nicht, kann der lebendigen Kraft dieser Masse keinerlei Eintrag thun.

Nach diesen Bemerkungen mögen die sämmtlichen Gefällverluste beim Durchfluß durch die Turbine noch einmal zusammengestellt werden.

Es ist:

1) Stoßverlust an den Schaufelkanten beim Eintritt in das Leitrad .	$\frac{1}{5}$	bis	$\frac{1}{3}$	%	d. Gefälles,
2) Reibung des Wassers im Leitrade	$3\frac{1}{2}$	„	$4\frac{1}{2}$	„	„ „
3) Krümmungswiderstand „ „	$\frac{1}{3}$	„	$\frac{1}{2}$	„	„ „
4) Stoßverlust an d. Radschaufelkanten	$2\frac{1}{2}$	„	$3\frac{1}{2}$	„	„ „
5) Reibung im Laufrad	$3\frac{1}{2}$	„	$4\frac{1}{2}$	„	„ „
6) Krümmungswiderstand im Laufrade	$\frac{1}{3}$	„	$\frac{1}{2}$	„	„ „
Summe sämmtlicher Verluste an Gefälle	$10\frac{1}{2}$	bis	14	%	

Bei den meisten Jonval-Turbinen entsteht noch ein weiterer kleiner Gefällverlust durch folgenden Umstand:

Die Schaufelkanten nehmen am obern Ende des Laufrades (man

sehe z. B. Tafel 4 bis 7) bei ganz oder annähernd gleicher Schaufelzahl des Leit- und Laufrades einen kleinern Theil des Radumfanges ein als die Schaufelkanten des Leitrades und es ist in Folge dessen der Querschnitt der Laufradcanäle am Eintritt zu groß und zwar in der Regel um $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{25}$ der richtigen Weite.

In Folge dessen wird, wie aus den eingeschriebenen berechneten Werthen von u, Tafel 7, ersichtlich ist, die relative Geschwindigkeit im obersten Theile der Laufradcanäle kleiner (auf Tafel 7 $u = 0{,}225\sqrt{2gh}$) als die wirkliche relative Geschwindigkeit ($u = 0{,}25\sqrt{2gh}$), welche aus der Construction des ganzen Schaufelapparates resultirt.

Diese Verminderung der relativen Eintrittgeschwindigkeit bildet einen Gefällverlust (das Wasser, welches das Bestreben hat, mit $u = 0{,}25\sqrt{2gh}$ in das Laufrad einzutreten, stößt gegen das sich nur mit $u = 0{,}225\sqrt{2gh}$ bewegende Wasser), welcher zwar nicht groß ist, aber immerhin wieder $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{2}$ Procent des ganzen Gefälles beträgt.

§ 22.

Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w bei der Jouval-Turbine.

Bei jeder Turbine verläßt das Wasser das Laufrad mit einer gewissen absoluten Geschwindigkeit w, Fig. 11 Tafel 3, welche nach § 10 um so kleiner wird, je kleiner der Winkel y ist, welchen die Schaufeln mit der untern Ebene des Laufrades bilden.

Je kleiner aber dieser Winkel ist, um so größer muß die Turbine werden, um den nöthigen Querschnitt für den Ausfluß des Wassers zu erhalten, und um so kostspieliger fällt der Motor aus.

Dieß (die Mehrkosten) würde indeß keineswegs hindern, den Winkel y beliebig klein zu nehmen, wenn nicht andere wesentliche Gründe die Vortheile eines zu kleinen Winkels y illusorisch machen würden.

Einerseits wird mit abnehmendem Winkel y vermöge des ganzen Zusammenhanges im Schaufelapparate auch der Winkel a kleiner und die Umfangsgeschwindigkeit größer.

Anderseits wird die Reibungsfläche des Wassers mit den abnehmenden Winkeln y und a größer und ist es mit Hülfe des in den §§ 15 und 20 Erwähnten leicht einzusehn, daß man bei der Wahl der Winkel a und y nicht unter eine bestimmte Grenze gehn darf, wenn die hieraus resultirenden Nachtheile den Vortheil der kleinern absoluten Geschwindigkeit w nicht mehr als aufwiegen sollen.

Die Erfahrung hat dieſe Schlußfolgerung in jeder Hinſicht beſtätigt.

Bei den angegebenen Conſtructionsverhältniſſen (§ 12 bis 20) wird die abſolute Ausflußgeſchwindigkeit w $^1/_5$ bis $^1/_{3,5}$ des theoretiſchen, dem Gefälle entſprechenden Werth $\sqrt{2gh}$ und es kann derſelbe bei ganz kleinen Turbinen (ganz großen Gefällen) bis auf $^1/_6\sqrt{2gh}$ fallen.

Bei größern Turbinen dagegen iſt der Werth $w = {}^1/_6\sqrt{2gh}$ als die unterſte Grenze zu betrachten, unter welche man allen Erfahrungen zu Folge nicht gehn ſoll.

Dabei wird die Größe der Winkel a und y ungefähr 16 bis 17°.

Die abſolute Geſchwindigkeit w repräſentirt in ihrer Druckhöhe einen Bruchtheil des Gefälles, welcher für die Turbine gänzlich verloren geht.

Dieſer Gefällsverluſt iſt gleich

$$\frac{w^2}{2g}.$$

Da nach unſern Conſtructionsverhältniſſen w in der Regel $^1/_4\sqrt{2gh}$ wird, die lebendige Kraft aber mit dem Quadrate der Geſchwindigkeit wächſt, ſo iſt der Effectverluſt, welchen w verurſacht, $^1/_4{}^2 = {}^1/_{16}$ oder 6 Procente des theoretiſchen Effectes der Waſſerkraft.

Bei der im vorigen Paragraphen den Berechnungen zu Grunde gelegten Turbine iſt $\sqrt{2gh} = 9{,}4$ Meter; es wird alſo bei derſelben die abſolute Geſchwindigkeit w, mit welcher das Waſſer in genau axialer (ſenkrechter) Richtung verläßt, $= {}^1/_4 \times 9{,}4 = 2{,}35$ Meter.

Dieſe Geſchwindigkeit iſt alſo immerhin noch eine bedeutende und man hat daher ſchon allerlei Mittel vorgeſchlagen, welche dazu dienen ſollen, den dieſer Geſchwindigkeit entſprechenden Bruchtheil des abſoluten Effectes der Waſſerkraft nützlich zu verwerthen.

Leider iſt dieß nur mit einem großen Aufwande von Mitteln möglich, d. h. es fallen dieſe Vorrichtungen ſo complicirt aus, daß ihnen aller und jeder practiſche Werth abgeht.

Dagegen iſt dieſer durch w repräſentirte Bruchtheil der Waſſerkraft von einer Firma (Nagel und Kämp in Hamburg) in recht ſinnreicher Weiſe dazu benützt worden, die Turbine zu reguliren, reſp. durch das mit der Geſchwindigkeit w ausfließende Waſſer die Bewegung einer regulirenden Schützenvorrichtung bewirken zu laſſen, welche Vorrichtung wir ſpäter bei der Betrachtung der fraglichen Turbinenart näher kennen lernen werden.

§ 23.

Der Wasserverlust durch den Spalt.

Damit das Laufrad während seiner Drehung sich nicht am Leitrad reibe, muß zwischen beiden ein Zwischenraum sein, welcher zwar möglichst klein, aber immerhin groß genug sein soll, um den Unvollkommenheiten der Ausführung Rechnung zu tragen.

Nach den Beobachtungen des Verfassers ist der Wasserverlust durch den Zwischenraum zwischen Lauf- und Leitrad (den sogenannten Spalt) in der Regel größer als man denselben zu schätzen geneigt ist.

Es ist zwar üblich, den Spalt bei Turbinen mittlerer Größe, auf der Zeichnung nicht mehr als höchstens 2 Millimeter anzunehmen. Allein wenn auch eine genau abgedrehte Turbine nicht mehr als 1 Millimeter *schwanken* darf, so kommt es dennoch selten vor, daß die aufgekeilte Turbine weniger als 2 bis $2^1/_2$ Millimeter schwankt und in der Regel beträgt dieses Schwanken nach einigem Gebrauche noch mehr, nämlich 3 bis $4^1/_2$ Millimeter, wenn die Lager und Pfanne etwas ausgelaufen sind.

Aber auch abgesehn vom Schwanken ist es erklärlich, daß die Spalte nach und nach größer wird, da das Laufrad mit der Welle nach Maßgabe der Zapfenabnutzung sich senkt und es wird *in der Regel* eben die vergrößerte Spalte nicht reducirt, bis hierzu ganz dringende Gründe vorliegen.

Man wird sehr wenig fehlen, wenn man für den normalen Betrieb die Spaltenhöhe nicht kleiner als zu 1,5/1000 des mittlern Durchmessers annimmt.

Dieß giebt z. B. für unsere Turbine (§ 21) vom 2 Meter mittlerm Durchmesser eine Spaltenhöhe von 3 Millimeter. Dieselbe kleiner zu rechnen wäre Selbsttäuschung.

Der *Spaltenüberdruck* ist nach (§ 10) gleich dem Gefälle h weniger die Druckhöhe, welche der Ausflußgeschwindigkeit U entspricht, mit welcher das Wasser aus den Leitcanälen ausfließt; also gleich

$$h - \frac{U^2}{2g}.$$

Dieser Spaltenüberdruck treibt das Wasser nach innen und außen zwischen den Kränzen des Leit- und Laufrades zur Spalte heraus und man findet somit den Wasserverlust durch den Spalt, indem man den

durch die innere und äußere Spalte gebildeten Querschnitt mit der Geschwindigkeit multiplicirt, welche dem Spaltendrucke entspricht, das Product aber noch mit einem Ausflußcoefficienten vervielfältigt, welch Letzteres zu circa 0,70 bis 0,80 angenommen werden kann.

Bei unserer Turbine von 2,000 Meter mittlerm Durchmesser und 400 Millimeter Breite der Canäle beträgt der äußere Durchmesser 2,400 Meter, der innere 1,600 Meter.

Der äußere Umfang ist somit $3{,}14 \times 2{,}400$ Meter $= 7{,}54$ Meter, der innere Umfang $3{,}14 \times 1{,}600$ Meter $= 5{,}026$ Meter.

Die Summe beider Umfänge ist $7{,}54 + 5{,}026 = 12{,}566$ Meter.

Diese multiplicirt mit der Spaltenhöhe giebt $12{,}566 \times 0{,}003 = 0{,}0377$ Quadratmeter Spaltenfläche oder Ausflußquerschnitt.

Das Gefälle ist 4,500 Meter. Die Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}70 \sqrt{2gh} = 6{,}57$ Meter.

Also ist der Spaltendruck gleich

$$4{,}5 - \frac{6{,}57^2}{2 \times 9{,}81} = 2{,}300 \text{ Meter.}$$

Diesem Spaltendruck entspricht die Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh} = \sqrt{2 \times 9{,}81 \times 2{,}3} = 6{,}72$ Meter.

Der Wasserverlust durch den Spalt wird somit
$0{,}70 \times 6{,}72 \times 0{,}0377 = 0{,}177$ Cubikmeter oder 177 Liter pro Secunde.

Nun consumirt die Turbine bei 30 Leitcanälen von 400 Millimeter Breite und 50 Millimeter normaler Weite ein Wasserquantum von
$6{,}57 \times 30 \times 0{,}40 \times 0{,}050 = 3{,}940$ Cubikmeter oder circa 4000 Liter.

Der Wasserverlust durch den Spalt ist somit $^{177}/_{4000} = 0{,}044$ oder circa $4^1/_2$ Procent der ganzen Massermenge; der Verlust an Kraft also ebenfalls $4^1/_2$ Procent der theoretischen Leistung der Wasserkraft. Wie man sieht, ist dieser Verlust nicht unbedeutend und wiegt den größern Stoßverlust an den Schaufelkanten der Druckturbinen vollständig auf.

Dieser Spaltenverlust in Procenten ausgedrückt ist nicht mehr für alle Gefälle gleich groß, wächst vielmehr mit der Quadratwurzel aus dem Gefälle und ist umgekehrt proportional der Wassermenge.

Bei einer kleinern Wassermenge wird der Spaltenverlust in Procenten ausgedrückt größer.

Je größer daher das Gefälle und je kleiner die Wassermenge ist, um so bedeutender wird der relative Wasserverlust durch den Spalt.

Bei kleinen Turbinen muß man daher alle Sorgfalt auf die Aus-

führung der Turbine verwenden, um die Spaltenhöhe nach Möglichkeit zu reduciren.

Der Abfluß einer so bedeutenden Wassermenge hat aber noch einen weitern Nachtheil im Gefolge, welcher in den Lehrbüchern über die Theorie der Turbinen nirgends auch nur erwähnt wird.

In Folge des Wasserverlustes durch den Spalt muß durch das Leitrad soviel Wasser zufließen als *zusammen durch das Laufrad und durch die Spalte abfließt.*

Es ist nun die Frage, ob wirklich *soviel mehr* Wasser durch das Leitrad durchfließen könne, als der Wasserverlust durch den Spalt beträgt, ohne daß deßhalb eine Aenderung des Ueberdruckes entsteht. Diese Frage muß unbedingt verneint werden und zwar aus folgenden Gründen:

Wie aus § 10, d hervorgeht, hängt die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus dem Leitrade ausfließt, in ganz directester Weise von der Weite der Mündungen der Laufradcanäle ab.

Allerdings ist diese Geschwindigkeit auch von den Winkeln a und β abhängig, aber erst in indirecter Weise dadurch, daß gerade bei dieser Größe der Winkel das Wasser gänzlich stoßfrei in das Laufrad eintritt.

Sowie aber bei sonst gleichen Verhältnissen und Größen der Winkel a und β die Mündung der Laufradcanäle größer werden, fließt das Wasser schneller aus dem Leitrade aus, was sich wohl ganz von selbst versteht.

Es wird also bei größerer Weite der Laufradcanäle der *Ueberdruck kleiner* oder die Reaction geringer und es nimmt natürlicher Weise auch die *Beschleunigung* des Wassers im Laufrade ab.

Bei einer jeden Jonval-Turbine (Ueberdruckturbine) verhält sich deßhalb die Sache gerade so, als ob die Laufradcanäle so viel weiter wären als dieß der durch die Spalte abfließenden Wassermenge entspricht.

Das Leitrad muß schlechterdings das Wasser liefern, welches *durch Spalte und Laufrad zusammen* abfließt. Dieß kann nur dadurch geschehn, daß das Wasser *auf Kosten des Ueberdruckes* schneller aus dem Leitrade fließt.

Sowie also dieser schnellere Durchfluß stattfindet, wird *der Spaltendruck vermindert* und es stellt sich schließlich das Gleichgewicht in der Weise her, daß sowohl durch die Spalte als auch durch das Laufrad *etwas* weniger Wasser abfließt, als ohne diese Verminderung des Spaltendruckes der Fall gewesen wäre.

Es stellt sich sonach die Sache schließlich so heraus, *daß die Laufradcanäle in Folge des Spaltenverlustes noch*

etwas größer gehalten werden müssen, damit dieselbe Wassermenge durch diese Canäle abfließen kann, als dieß ohne Vorhandensein des Spaltenverlustes der Fall sein würde.

Ganz unrichtig ist deßhalb die Behauptung, welche „Reiche“ in seinen „Gesetzen des Turbinenbaues“ (Leipzig 1877) Seite 37 aufstellt, daß durch den Spaltenverlust der Ueberdruck vermehrt und dadurch ein Theil der lebendigen Kraft des durch die Spalte abfließenden Wassers wieder nutzbar gemacht werde.

Daß die durch den Spaltenverlust entstehende Verminderung des Spaltendruckes, ferner die Verkleinerung der relativen Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade und dagegen die Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade auch wiederum eine Correctur der Winkel α, β und γ nothwendig macht, ist selbstverständlich und man kann daraus entnehmen, wie mannigfaltige Factoren bei der Construction des Schaufelapparates berücksichtigt werden müssen, wenn derselbe allen Anforderungen entsprechen soll, und wie wahrhaft naiv manche Vorschriften für den Bau der Turbinen sind, welche eine Jonval-Turbine ganz wie eine Druckturbine (Actionsturbine) behandeln.

§ 24.

Der Spalten-Ueberdruck bei über und unter Wasser liegenden Jonval-Turbinen.

Die Jonval-Turbinen werden in der Regel so aufgestellt, daß die Spalte in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt, so daß das Laufrad ganz ins Unterwasser eingetaucht ist.

Für diese gewöhnliche normale Aufstellungsart sind zur Bestimmung des Ueberdruckes die oben unter § 23 gegebenen Regeln giltig. Es kommt indessen öfter vor, daß die Turbine in einer bestimmten Höhe über dem Unterwasserspiegel angebracht wird, so daß der eine Theil des Gefälles saugend wirkt (§ 9, b).

In diesem Falle ist der Spalten-Ueberdruck nicht mehr gleich

$$h - \frac{U^2}{2g},$$

sondern es ist dabei die Höhe h_2 des Spaltes über dem Unterwasserspiegel vom Gefälle h abzuziehn, d. h. es ist der Spaltenüberdruck gleich

$$h - h_2 - \frac{U^2}{2g}.$$

führung der Turbine verwenden, um die Spaltenhöhe nach Möglichkeit zu reduciren.

Der Abfluß einer so bedeutenden Wassermenge hat aber noch einen weitern Nachtheil im Gefolge, welcher in den Lehrbüchern über die Theorie der Turbinen nirgends auch nur erwähnt wird.

In Folge des Wasserverlustes durch den Spalt muß durch das Leitrad soviel Wasser zufließen als zusammen durch das Laufrad und durch die Spalte abfließt.

Es ist nun die Frage, ob wirklich soviel mehr Wasser durch das Leitrad durchfließen könne, als der Wasserverlust durch den Spalt beträgt, ohne daß deßhalb eine Aenderung des Ueberdruckes entsteht. Diese Frage muß unbedingt verneint werden und zwar aus folgenden Gründen:

Wie aus § 10, d hervorgeht, hängt die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus dem Leitrade ausfließt, in ganz directester Weise von der Weite der Mündungen der Laufradcanäle ab.

Allerdings ist diese Geschwindigkeit auch von den Winkeln a und β abhängig, aber erst in indirecter Weise dadurch, daß gerade bei dieser Größe der Winkel das Wasser gänzlich stoßfrei in das Laufrad eintritt.

Sowie aber bei sonst gleichen Verhältnissen und Größen der Winkel a und β die Mündung der Laufradcanäle größer werden, fließt das Wasser schneller aus dem Leitrade aus, was sich wohl ganz von selbst versteht.

Es wird also bei größerer Weite der Laufradcanäle der Ueberdruck kleiner oder die Reaction geringer und es nimmt natürlicher Weise auch die Beschleunigung des Wassers im Laufrade ab.

Bei einer jeden Jonval-Turbine (Ueberdruckturbine) verhält sich deßhalb die Sache gerade so, als ob die Laufradcanäle so viel weiter wären als dieß der durch die Spalte abfließenden Wassermenge entspricht.

Das Leitrad muß schlechterdings das Wasser liefern, welches durch Spalte und Laufrad zusammen abfließt. Dieß kann nur dadurch geschehn, daß das Wasser auf Kosten des Ueberdruckes schneller aus dem Leitrade fließt.

Sowie also dieser schnellere Durchfluß stattfindet, wird der Spaltendruck vermindert und es stellt sich schließlich das Gleichgewicht in der Weise her, daß sowohl durch die Spalte als auch durch das Laufrad etwas weniger Wasser abfließt, als ohne diese Verminderung des Spaltendruckes der Fall gewesen wäre.

Es stellt sich sonach die Sache schließlich so heraus, daß die Laufradcanäle in Folge des Spaltenverlustes noch

etwas größer gehalten werden müssen, damit dieselbe Wassermenge durch diese Canäle abfließen kann, als dieß ohne Vorhandensein des Spaltenverlustes der Fall sein würde.

Ganz unrichtig ist deßhalb die Behauptung, welche „Reiche“ in seinen „Gesetzen des Turbinenbaues“ (Leipzig 1877) Seite 37 aufstellt, daß durch den Spaltenverlust der Ueberdruck vermehrt und dadurch ein Theil der lebendigen Kraft des durch die Spalte abfließenden Wassers wieder nutzbar gemacht werde.

Daß die durch den Spaltenverlust entstehende Verminderung des Spaltendruckes, ferner die Verkleinerung der relativen Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade und dagegen die Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade auch wiederum eine Correctur der Winkel a, β und y nothwendig macht, ist selbstverständlich und man kann daraus entnehmen, wie mannigfaltige Factoren bei der Construction des Schaufelapparates berücksichtigt werden müssen, wenn derselbe allen Anforderungen entsprechen soll, und wie wahrhaft naiv manche Vorschriften für den Bau der Turbinen sind, welche eine Jonval-Turbine ganz wie eine Druckturbine (Actionsturbine) behandeln.

§ 24.

Der Spalten-Ueberdruck bei über und unter Wasser liegenden Jonval-Turbinen.

Die Jonval-Turbinen werden in der Regel so aufgestellt, daß die Spalte in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt, so daß das Laufrad ganz ins Unterwasser eingetaucht ist.

Für diese gewöhnliche normale Aufstellungsart sind zur Bestimmung des Ueberdruckes die oben unter § 23 gegebenen Regeln gültig. Es kommt indessen öfter vor, daß die Turbine in einer bestimmten Höhe über dem Unterwasserspiegel angebracht wird, so daß der eine Theil des Gefälles saugend wirkt (§ 9, b).

In diesem Falle ist der Spalten-Ueberdruck nicht mehr gleich

$$h - \frac{U^2}{2g},$$

sondern es ist dabei die Höhe h_2 des Spaltes über dem Unterwasserspiegel vom Gefälle h abzuziehn, d. h. es ist der Spaltenüberdruck gleich

$$h - h_2 - \frac{U^2}{2g}.$$

Der Spalten-Ueberdruck kann daher bei dieser Aufstellungsart der Jonval-Turbine negativ werden. Er bleibt nämlich nur so lange positiv, als die Höhen $h_2 + \frac{U^2}{2g}$ zusammen kleiner sind als $h - h_2$.

In neuerer Zeit sucht man es zwar soviel als möglich zu vermeiden, die Turbine in größerer Höhe über dem Unterwasserspiegel anzulegen, weil die Abdichtung des Verbindungsrohres zwischen Turbine und Unterwasser immer schwierig ist, große Kosten verursacht und die Turbine schwer zugänglich macht, nebenbei auch die Lagerung der Welle erschwert.

Aus diesem Grunde wird bei den neuern Turbinenanlagen selten der Fall eintreten, daß der Spalten-Ueberdruck negativ ausfällt, was übrigens ohne alle nützliche oder schädliche Wirkung ist.

Wird der Spalten-Ueberdruck negativ, so wird Wasser durch die Spalte eingesaugt und der Effectverlust bleibt bei gleichem numerischen Werthe des Spalten-Ueberdruckes ungefähr derselbe, wie wenn die gleiche Wassermenge durch die Spalte herausgedrückt wird.

Ist nämlich der Spalten-Ueberdruck positiv und die Turbine unmittelbar am Unterwasserspiegel angebracht, so geht die Wirkung des aus der Spalte ausfließenden Wassers für die Turbine theilweise verloren, aber keineswegs ganz, weil das abfließende Wasser nicht die ganze, dem totalen Gefälle h entsprechende Geschwindigkeit besitzt.

Bei unsern Constructionsverhältnissen, wo U ungefähr $= 0{,}70\sqrt{2gh}$ ist, wird nämlich der Spaltendruck bei einer in der Höhe des Unterwasserspiegels angebrachten Turbine gleich 0,5 h und es geht somit die halbe Wirkung des aus der Spalte fließenden Wassers für die Turbine verloren, während die übrige Hälfte beim Durchfluß durch das Leitrad noch für die Turbine verwerthet wird und zwar in Form von Pressung auf das im Laufrade befindliche Wasser.

Wenn dagegen eine Jonval-Turbine über Wasser liegt, so wird zwar der Spalten-Ueberdruck kleiner, es tritt also weniger Wasser durch die Spalte aus, aber obwohl dessen Geschwindigkeit kleiner ist, so geht in diesem Falle dennoch ein größerer Theil seiner Wirkung für die Turbine verloren, weil das ausgetretene Wasser auf den Theil h_2 der ganzen Gefällhöhe h gar nicht mehr zur Wirkung gelangen kann, da es bereits in dieser Höhe (in welcher die Spalte liegt) die Turbine verlassen hat.

Obwohl aber in diesem Falle (bei über Wasser liegender Turbine) ein größerer Theil desjenigen totalen Effectes verloren geht, welcher der durch die Spalte ausfließenden Wassermenge entspricht, so wird dennoch

der totale Verlust an Arbeitsleistung kleiner, weil eben das verlorne Wasserquantum selbst kleiner ist.

Wie wir oben gesehn haben, geht eigentlich bei den von uns angenommenen Constructionsverhältnissen ($U = 0{,}70$ bis $0{,}75\sqrt{2gh}$) nur ungefähr die Hälfte des totalen Effectes verloren, welcher der aus der Spalte fließenden Wassermenge Q_2 entspricht. Nichtsdestoweniger haben wir oben bei der Berechnung des Effectverlustes den vollen Betrag $Q_2 h \times 1000$ Kilogrammmeter als Verlust in Rechnung gebracht und zwar aus folgenden Gründen.

Erstens ist bei der Berechnung der verloren gehenden Wassermenge der Ausflußcoefficient 0,70 in Rechnung gebracht, d. h. es ist bei diesem Ausflusse eine bedeutende Contraction angenommen worden, wie sie auch ohne Zweifel vorhanden sein muß.

Eine solche Contraction sowie auch der Ausfluß des Wassers aus der Spalte überhaupt ist aber unausweichlich mit einer Rückwirkung auf das in der Nähe der Spalte befindliche Wasser verbunden, welche den regelmäßigen stoßfreien Uebergang des Wassers aus einem Rade ins andere stört und dadurch Effectverluste verursacht, welche die nützliche Wirkung des aus der Spalte fließenden Wassers auf dem Wege bis zu seinem Austritte wohl aufwiegen dürften.

Wir haben nun noch den Spaltenverlust für diejenigen Fälle zu betrachten, in welchen der Spaltenüberdruck verschwindet oder negativ wird.

Im erstern Falle, wo nämlich gar kein Spalten-Ueberdruck vorhanden ist (was bei einer gewissen Höhenstellung der Turbine über dem Unterwasser der Fall sein muß), findet selbstverständlich der papiernen Rechnung gemäß auch kein Wasser-Aus- oder Eintritt statt und es könnte daher das Vorhandensein der Spalte auch keinen Effectverlust verursachen.

Allein so glatt läuft die Sache in Wirklichkeit auch in diesem (in Bezug auf den Wasserverlust) günstigsten Falle nicht ab.

Vergegenwärtigt man sich den Uebergang des Wassers aus dem Leitrad in die Spalte und in das Laufrad, das Aufschlagen der Wasserstrahlen auf die Schaufelkanten des in Bewegung befindlichen Laufrades, sowie ferner die Wirkung der Centrifugalkraft, welche das Wasser gegen den äußern Kranz des Laufrades preßt, so hat man einen Vorgang vor sich, welcher an Complicirtheit nichts zu wünschen übrig läßt und bei welchem das Vorhandensein der Spalte überhaupt schon Veranlassung zu Störungen und somit zu Effectverlusten geben muß, welche sich jeder Berechnung gänzlich entziehn und deren Antheil an dem totalen Effectverluste einer Turbine leider auch durch Versuche nicht festgesetzt werden kann.

Noch wesentlich mißlicher gestaltet sich die Sache, wenn der Spalten-Ueberdruck negativ wird, d. h. wenn durch die Spalte Wasser in die Turbine eingesaugt wird.

Abgesehn davon, daß das Einsaugen von Wasser Arbeit erfordert oder Kraft absorbirt, so muß der Eintritt von Wasser in die Spalte noch weit größere Störungen verursachen, als der Austritt, weil das eintretende Wasser in der Richtung des Wasserdurchflusses (axial) keine Geschwindigkeit hat und das aus den Leitcanälen tretende Wasser mit der vollen Geschwindigkeit U gegen dasselbe stößt.

Es würde hier zu weit führen, wenn man alle diese Vorgänge weiter verfolgen wollte; es genügt darauf hingewiesen zu haben, daß in Wirklichkeit der Uebertritt des Wassers aus dem Leit- ins Laufrad keineswegs mit Regelmäßigkeit erfolgen kann, vielmehr unter allen Umständen mit wesentlichen Störungen und Effectverlusten verbunden sein muß.

Für die Ausflußgeschwindigkeit U, sowie überhaupt für die ganze übrige Berechnung der Turbine ist der Spaltenüberdruck nicht maßgebend, indem z. B. die Werthe des Ausdruckes

$$h - \frac{U^2}{2g}, \quad \text{sowie } u \text{ und } u_1$$

ganz dieselben bleiben, es mag die Turbine in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel eingetaucht sein.

Die Aufstellungsart des Motors hat also lediglich Einfluß auf den eigentlichen Spalten-*Ueberdruck*, und ob das Wasser durch diesen Ueberdruck oder durch die unter der Turbine hängende und deßhalb saugend wirkende Wassersäule durch das Laufrad gezogen (gesaugt) wird, hat auf die Wirkung des Wassers auf das Laufrad und auf die Dimensionen und Verhältnisse des Schaufelapparates, abgesehn von der Correctur des Ausflußquerschnittes der Laufradcanäle, nicht den geringsten Einfluß, sobald die saugende Wirkung gehörig stattfindet, das Saugrohr also gehörig abgedichtet ist und dessen Höhe nicht 5 bis 6 Meter (theoretisch 10,33 Meter) überschreitet.

§ 25.

Reibung der Turbine im Wasser und Reibung der Welle in den Lagern.

Außer den verschiedenartigen bisher betrachteten Effectverlusten geht noch ein Theil der vom Wasser wirklich auf das Turbinenrad über-

tragenen Arbeit durch die Reibung der Turbine im Wasser (die Reibung in der Luft ist verschwindend klein), sowie durch die Reibung der Turbine in ihren Lagern verloren.

Diese Reibungsverluste können wohl annähernd berechnet werden, wenn einmal sämmtliche Dimensionen einer Turbinen-Anlage vollständig vorliegen, unmöglich aber läßt sich dieses im Vorhinein thun, weil diese Verluste von gar mannigfaltigen Umständen abhängen (Anordnung der Transmission, Genauigkeit der Ausführung u. s. w.), welche sich theilweise jeder Berechnung entziehn, und es ist somit lediglich die Erfahrung, welche hier maßgebend ist.

Im Allgemeinen kann der Effectverlust durch die Reibung der Turbine im Wasser und in den Wellenlagern zu 2 bis $3\frac{1}{2}$ Procent angenommen werden, da dieß die mittlern Grenzwerthe sind, welche sich aus vielfachen Bremsversuchen mit gut ausgeführten Turbinen ergeben haben.

Es ist noch zu bemerken, daß diese beiden Reibungsverluste gleich groß ausfallen, ob man einer Turbine einen kleinen oder großen Durchmesser giebt.

Bei dem kleinern Durchmesser ist zwar das Gewicht der Turbine und Reibungsdruck kleiner, dagegen in demselben Verhältnisse die Umdrehungsgeschwindigkeit größer.

Es sollen später specielle Beispiele über die möglichst genaue Bestimmung der Reibung der Turbine gegeben werden und zwar in der Anleitung zur Anstellung von Bremsversuchen mit bestehenden Turbinen-Anlagen.

§ 26.

Summe der Effectverluste einer Jonval-Turbine.

Nach den vorstehenden Betrachtungen ist nun der totale Effectverlust einer Jonval-Turbine bestimmt. Es ist

1)	die Summe sämmtlicher Gefällverluste durch Reibung und Stoß des Wassers in beiden Rädern (nach S. 109) . .	$= 10\frac{1}{2}$ bis 14 Procent.
2)	Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit im Mittel (nach S. 111)	= 6 „ 6 „
3)	Wasserverlust durch den Spalt . . .	ca. $4\frac{1}{2}$ „ $4\frac{1}{2}$ „
4)	Reibung der Turbine in Luft und Wasser, sowie der Welle in den Lagern . . .	ca. 2 „ $3\frac{1}{2}$ „
	Summe der Effectverluste	ca. 23 bis 28 Procent.

Es wird somit die effective Leistung einer Turbine mit guten Constructionsverhältnissen ungefähr zwischen 72 bis 77 Procent betragen können, wenn der Motor in jeder Beziehung sorgfältig ausgeführt ist.

Es ist damit natürlich nicht gesagt, daß die Nutzleistung (effective Leistung oder der sogenannte Wirkungsgrad) wirklich so groß ausfallen müsse; die obige Zusammenstellung giebt vielmehr nur die Grenze an, bis zu welcher die Leistung in günstigen Fällen ansteigen kann; da aber in Wirklichkeit selten alle Umstände so günstig zusammentreffen, so darf mit aller Sicherheit angenommen werden, daß die Leistung in Wirklichkeit selten die obere Grenze erreichen und in der Regel kaum über 70 bis 73 Procent betragen wird, und dieses Factum ist auch bisher noch von allen mit wissenschaftlicher Gründlichkeit vorgenommenen Bremsversuchen bestätigt worden.

Bekanntlich ist es in neuerer Zeit seitens der Turbinenfabrikanten Mode geworden, bei der Lieferung hydraulischer Motoren außerordentlich hohe Nutzleistungen (von 78 bis 82 Procent und noch mehr!) zu versprechen und eine solche Leistung auch schriftlich zu garantiren.

Die obige Darstellung zeigt, was von solchen Versprechungen zu halten ist.

Bis heute hat nachweislich noch kein Bremsversuch (bei welchem die Wasservermessung auf verläßliche Weise vorgenommen werden konnte) eine Nutzleistung von über 75 Procenten ergeben und es müssen daher alle diese weitgehenden Versprechungen ohne Weiteres entweder als Selbsttäuschung oder als Schwindel bezeichnet werden.

Dabei ist, wie allein richtig, angenommen, daß unter dem Gefälle der verticale Niveauabstand beider Wasserspiegel im Turbinenhause verstanden sei und die Nutzleistung sich auf dieses wirkliche Gefälle beziehe.

Die in neuerer Zeit häufig vorgenommenen Bremsversuche werden zum großen Theile in so kindlich naiver Weise durchgeführt und die schwierige Frage der Wasservermessung wird dabei oft in so erstaunlich leichter (liederlicher) Weise umgangen, daß die meisten dieser Bremsproben keinen rothen Heller werth sind und eben deßhalb alles herausrechnen lassen, was man will.

Wenn daher ein Maschinenfabrikant 80 Procent Nutzleistung für eine Turbine (sei es Jonval- oder Girard-Turbine) garantirt, so darf als sicher angenommen werden, daß er entweder kein richtiges Urtheil in der Sache hat und sich selber täuscht (täuschen läßt) oder aber, daß

er sich der Unwahrheit seiner Behauptung bewußt ist und somit Andere zu täuschen sucht.

In der später folgenden Zusammenstellung ausgeführter Bremsversuche mit Turbinen wird der Verfasser seine im Obenstehenden ausgesprochene Ansicht näher begründen.

§ 27.

Der hydraulische Wirkungsgrad gegenüber dem eigentlichen (absoluten) Wirkungsgrad.

Die oben betrachtete wirkliche Leistung einer Turbine nach Abzug sämmtlicher angeführter Hindernisse, das heißt die von der Turbinen-Welle wirklich an die Transmission abgegebene Kraft in Procenten des theoretischen Effectes der Wasserkraft, nennt man schlechtweg Wirkungsgrad, Nutzeffect, Leistung oder auch effective Leistung der Turbine. Dabei ist es allgemeiner Gebrauch, die Reibung der Turbinenwelle sammt dem darauf befindlichen Rade oder Riemenscheibe als zu den Nebenhindernissen der Turbine gehörend zu betrachten. Wenn man daher von einer Turbine sagt, daß sie so und soviel, z. B. 70 Procent Nutzleistung ergebe (d. h. also daß der Wirkungsgrad 70 Procent betrage), so ist dabei (dem Usus gemäß) stillschweigend vorausgesetzt, daß die Reibung der Turbinenwelle in ihren Lagern zur Turbine gehöre, obwohl die Reibung dieser Welle nicht allein vom Turbinenrad und der Welle selbst, sondern zum Theil auch von dem auf der Turbinenwelle sitzenden Rade herrührt.

Wenn dagegen auf der Welle der Turbine (sei diese horizontal oder vertical) mehrere Räder oder Riemenscheiben angebracht sein sollten und die Welle z. B. eine außergewöhnliche Länge hat, so kann in diesem Falle nicht mehr der ganze Betrag der Wellenreibung der Turbine zugeschrieben werden und man rechnet alsdann nur den Betrag der Reibung für das erste Wellenstück bis und mit dem ersten Rade als zur Turbine gehörend.

In diesem Punkte hängt der Definition des Wirkungsgrades immerhin noch einige Elasticität an und dürfte es z. B. im Falle eines Processes bei einer Turbine von nicht ganz gewöhnlicher Anordnung schwer zu bestimmen sein, inwieweit die Reibung der Turbinenwelle in ihren Lagern oder Turbine selbst oder der Transmission zugehörig betrachtet werden soll.

Unter dem hydraulischen Wirkungsgrade dagegen versteht

man die von dem durch das Laufrad fließenden Wasserquantum *wirklich an das Rad abgegebene Arbeit*, also diejenige Leistung, welche die Turbine entwickeln würde, wenn kein Wasserverlust durch den Spalt und keine Verluste durch Reibung der Turbine in Luft und Wasser, sowie der Turbinenwelle in ihren Lagern vorhanden wären; immer aber im Verhältniß zum absoluten Effect der Wasserkraft ausgedrückt.

Da diese letzteren Verluste zusammen circa 6 bis 8 Procente betragen, so ist der hydraulische Wirkungsgrad um circa 6 bis 8 Procent größer als der eigentliche absolute Wirkungsgrad oder der Nutzeffect.

Da sowohl der Wasserverlust durch den Spalt, als auch die Reibung der Turbinenwelle in ihren Lagern wesentlich von der sorgfältigen Ausführung der Turbine abhängt, so ist der Nutzeffect von dieser sorgfältigen Ausführung abhängig, während dagegen der hydraulische Wirkungsgrad von der Sorgfalt der Ausführung weniger abhängig ist und mehr durch die Construction des Schaufelapparates im Allgemeinen bedingt wird.

Wie aus § 24 hervorgeht, ist der Spalten-Ueberdruck und somit auch der Wasserverlust durch den Spalt von der Aufstellungsart der Turbine abhängig und es folgt somit aus dem Obigen, daß der hydraulische Wirkungsgrad von dieser Aufstellungsart nicht abhängig ist, während dagegen der Nutzeffect von dieser Aufstellungsart wirklich einigermaßen beeinflußt wird.

Der hydraulische Wirkungsgrad der Turbinen liegt nach dem Obigen circa innerhalb 78 bis 83 Procenten des theoretischen Effectes der Wasserkraft.

§ 28.

Correctur der Turbinendimensionen in Berücksichtigung der Nebenhindernisse.

In Folge der oben betrachteten mannigfaltigen Nebenhindernisse und Störungen müssen die theoretischen Werthe der Ausflußgeschwindigkeiten U und u_1 reducirt werden, um die wirklichen Ausflußgeschwindigkeiten zu erhalten.

Sowie aber der Werth von U und u_1 kleiner wird, muß auch die Umfangsgeschwindigkeit v kleiner als die theoretische sein, wenn der Eintritt des Wassers ins Laufrad ohne Stoß erfolgen soll, und es müssen im Fernern auch die Querschnittsdimensionen des Schaufelapparates vergrößert werden, wenn bei den kleiner gewordenen Ge-

schwindigkeiten das nämliche Quantum Wasser durch die Räder fließen soll.

Die meisten Dimensionen des Schaufelapparates müssen daher in Folge dieser Nebenhindernisse einer Correctur unterzogen werden.

Diese Correctur kann nun theilweise auf verschiedene Art vollkommen correct vorgenommen werden.

Man kann z. B. zur Ausgleichung der kleinern Durchflußgeschwindigkeit des Wassers entweder die Schaufelwinkel a und y oder statt dessen die radiale Dimension der Canäle vergrößern.

Man kann ferner die Correctur der Umfangsgeschwindigkeit durch eine Aenderung der Schaufelwinkel ersetzen; kurz es führen hier mehrere Wege nach Rom und sind deßhalb die nachfolgenden vom Verfasser acceptirten Correcturen keineswegs die einzig möglichen oder einzig richtigen, doch ist diese Correcturmethode aus practischen Gründen am meisten zu empfehlen.

Man läßt nach dieser Methode den Schaufelschnitt des Leitrades (Abwicklung des Schnittes am mittlern Radumfang) genau so bleiben, wie er sich aus den theoretischen Werthen von U, u und u_1 ergiebt, und nimmt die Correctur durch eine entsprechende Aenderung der Umfangsgeschwindigkeit v und der Breite b (radiale Dimension) der Canäle vor. Beim Laufrade dagegen ist eine Correctur von y und s_1 nicht zu umgehn.

§ 29.

Correctur der Ausflußgeschwindigkeit U.

Nach § 21, d. erleidet das Wasser beim Durchfluß durch das Leitrad folgende Druckhöhenverluste:

1) Stoßverlust an den Schaufelkanten beim Eintritt des Wassers in das Leitrad	= $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{3}$ Procent d. Gefälles.
2) Reibung des Wassers im Leitrade consumirt	= $3\frac{1}{2}$ „ $4\frac{1}{2}$ „ „ „
3) Krümmungswiderstand im Leitrade	= $\frac{1}{3}$ „ $\frac{1}{2}$ „ „ „
4) Stoßverlust an den Laufradschaufelkanten	= $2\frac{1}{2}$ „ $3\frac{1}{2}$ „ „ „
Bis zum Eintritt ins Laufrad: Totaler Verlust . . .	= $6\frac{1}{2}$ bis $8\frac{2}{3}$ Procent d. Gefälles.

Die Druckhöhe oder das Totalgefälle h wird also durch diese Nebenhindernisse reducirt auf

0,935 h bis 0,913 h, oder im Mittel auf 0,924 h.

Nun wird bei unsern Constructionsverhältnissen für mittlere Wassermengen und Gefälle die theoretische Ausflußgeschwindigkeit U im Mittel $= 0{,}725\sqrt{2gh}$.

Um die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit U zu finden, hat man in diesem Ausdrucke nur den oben erhaltenen Werth

0,924 h

statt h einzusetzen, d. h. es ist der wirkliche Werth von

$$U = 0{,}725\sqrt{2g \times 0{,}924\,h} = 0{,}962 \times 0{,}725\sqrt{2gh} = 0{,}70\sqrt{2gh},$$

d. h. es wäre der theoretische Werth von U mit 0,962 zu multipliciren, um den corrigirten Werth von U zu erhalten, wenn keine anderweitigen Nebenhindernisse vorhanden wären. Das Wasser erleidet nun aber bei seinem Durchflusse durch das Laufrad eine neue Verzögerung durch die Reibung und es muß daher der Werth von U noch einer zweiten Correctur dadurch unterzogen werden, daß man denselben so weit herabmindert, bis der Ueberdruck eine genügende Größe erreicht, um außer der Ueberwindung der Nebenhindernisse im Laufrade dem Wasser auch noch eine genügende Ausflußgeschwindigkeit u_1 zu ertheilen.

Unserer jeher befolgten Annahme gemäß sollen nun beide Räder ungefähr dieselbe Beschaufelung erhalten, d. h. es sollen die Winkel a und y, sowie die Geschwindigkeiten U und u_1 gleich groß sein oder doch nur unbedeutend von einander abweichen, weil nur in diesem Falle der Winkel $\beta = 90°$ werden kann.

Bei einem Werthe von $U = 0{,}70\sqrt{2gh}$ und $\beta = 90°$ wird nun aber (wie der folgende Paragraph zeigt) der Werth von u_1 in Folge der Nebenhindernisse nur gleich $0{,}65\sqrt{2gh}$, während er doch dem Werthe $U = 0{,}70\sqrt{2gh}$ gleich sein sollte.

Es bleibt daher nichts anderes übrig, als durch Verminderung der Geschwindigkeit U den Ueberdruck so lange zu vermehren, bis der Werth von u_1 gleich wird demjenigen von U.

Wie der folgende Paragraph zeigt, ist dieß der Fall, wenn U den Werth $0{,}676\sqrt{2gh}$ erhält.

Dieß ist somit der endgültige corrigirte Werth von U.

§ 30.

Correctur der Ausflußgeschwindigkeiten u und u_1.

Die erste Correctur dieser Größen besteht darin, daß man bei Berechnung derselben statt der theoretischen Geschwindigkeit U den oben gefundenen corrigirten Werth in Rechnung zu bringen hat. Ebenso hat man statt des totalen Gefälles h die corrigirte effective Druckhöhe 0,924 h in Rechnung zu bringen.

Da beide Werthe u und u_1 abhängig sind von der Umfangsgeschwindigkeit v des Rades (am mittlern Radumfange), so müßte eigentlich vorerst die Correctur dieser Größe vorgenommen werden, was nicht möglich ist. Nach den von uns angenommenen Constructionsverhältnissen ist Winkel $\beta = 90^0$ und die relative Eintrittrichtung u (= au, Fig. 11, Tafel 3) vertical gerichtet.

Ebenso soll die Austrittrichtung w (= bw, Fig. 11, Tafel 3) nach § 10 unter 4) vertical ausfallen, was dann der Fall ist, wenn $U = u_1$ wird und die Umfangsgeschwindigkeit den Werth

$$v = U \cos a = u_1 \cos y$$

erhält.

Um einen wesentlichen Betrag darf die Umfangsgeschwindigkeit nicht von diesem Werthe abweichen, welchen man höchst einfach dadurch erhält, daß man (Fig. 11, Tafel 3) die Linie aU, welche die Ausflußgeschwindigkeit U ihrer Größe und Richtung nach darstellt, rechtwinklig auf die Spaltenebene projicirt.

Wir können mithin bei der Correctur der Werthe u und u_1 die oben erhaltene Umfangsgeschwindigkeit zu Grunde legen.

Der Werth von u ergiebt sich nun höchst einfach aus dem rechtwinkligen Dreiecke aUu zu

$$u = U \sin a = 0{,}676 \sqrt{2gh} \sin a,$$

wenn h das totale Gefälle bezeichnet.

Hiernach sind alle Größen gegeben, welche zur Berechnung des endgültigen Werthes von u_1 nach § 10, d) erforderlich sind.

Es ist nämlich die Druckhöhe, welche dieser Ausflußgeschwindigkeit entspricht, gleich

$$h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} \quad \text{oder} \quad u_1 = \sqrt{\left(h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g}\right) 2g},$$

wobei aber für U, u und h die oben erhaltenen corrigirten Werthe in Rechnung zu bringen sind.

Der so erhaltene Werth von u_1 muß aber noch einer fernern Correctur unterzogen werden, weil das Wasser während dem Durchflusse durch das Laufrad Nebenhindernisse zu überwinden hat, welche den bereits reducirten Werth von h noch mehr vermindern.

Es betragen nämlich nach § 21, d) die sämmtlichen Gefällverluste bis zum Austritt des Wassers aus dem Laufrade $10^1/_2$ bis 14 Procent des totalen Gefälles h.

Der Werth der Druckhöhe h auf die Austrittstelle des Laufrades bezogen ist somit nur

$$0{,}895\,h \quad \text{bis} \quad 0{,}86\,h$$

oder im Mittel gleich

$$0{,}88\,h$$

und es wird in Folge dessen die effective Druckhöhe, welche dem endgültigen Werthe von u_1 entspricht, gleich

$$(0{,}88\,h) - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

wobei h das totale Gefälle bedeutet.

Der corrigirte endgültige Werth der Ausflußgeschwindigkeit u_1 wird somit

$$u_1 = \sqrt{\left\{(0{,}88\,h) - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g}\right\} 2g},$$

wobei h das totale Gefälle und U und u die corrigirten Werthe dieser Größen bezeichnen.

Da die Ausflußgeschwindigkeit u_1 die normale Weite der Laufradcanäle an der Austrittstelle bedingt und somit eine der wichtigsten Größen ist, soll zur Vermeidung jeden Mißverständnisses die obige Formel zur Berechnung von u_1 noch in Worten ausgedrückt werden, in Form einer

Regel zur Berechnung der Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade einer Jonval-Turbine.

Man multiplicire das totale Gefälle (Verticalabstand beider Wasserspiegel im Turbinenlocal) mit 0,88, ziehe vom Producte die Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$ ab, welche dem corrigirten Werthe von U entspricht, und addire zum Rest die Druckhöhe $\frac{u^2}{2g}$, welche dem corrigirten

Werthe von u entspricht, so erhält man die effective Druckhöhe für die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit u_1.

Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit u_1 selbst wird erhalten, indem man die berechnete Druckhöhe mit 2g, d. h. mit $2 \times 9{,}8088$ multiplicirt und aus dem Producte die zweite Wurzel auszieht.

Berechnet man nun für verschiedene Werthe von U den Werth von u_1, so wird z. B. für $U = 0{,}70\sqrt{2gh}$

$$u_1 = 0{,}65\sqrt{2gh}.$$

Dieser Werth ist aber zu klein und sollte genau gleich sein demjenigen von U.

Setzt man $U = 0{,}676\sqrt{2gh}$ und berechnet demgemäß die Werthe von u und u_1, so ergiebt sich

$$u_1 = 0{,}676\sqrt{2gh}$$

und es ist somit für die Annahme $\beta = 90^0$ der Werth $U = 0{,}676\sqrt{2gh}$ der einzig mögliche richtige Werth dieser Größe, weil die Gleichheit von U und u_1 eine absolute Bedingung für die Richtigkeit der Construction ist.

Um in dieser etwas verwickelten Sache keine Unklarheit zu lassen, mag noch Folgendes wiederholt werden:

Unsere Voraussetzung der Gleichheit beider Räder hinsichtlich der Beschauflung ist zwar keine nothwendige, sondern insofern eine willkürliche, als auch andere Verhältnisse gute (keines aber bessere) Resultate ergeben.

Unsere Annahme ist aber die natürlichste, weil nicht ein Grund zu einer andern Annahme vorhanden ist.

Das Wasser wird bei einer Jonvalturbine durch das Leitrad um einen gewissen Betrag und mit einer bestimmten Geschwindigkeit von seinem ursprünglichen verticalen Wege abgelenkt.

Das Laufrad führt umgekehrt das Wasser wieder in seine ursprüngliche Richtung zurück und es ist deßhalb wie gesagt selbstverständlich, wenn diese gleich große Ablenkung auch auf einem gleich geformten Wege geschieht, d. h. wenn Lauf- und Leitrad dieselbe Beschaufelung haben.

Jede andere Annahme würde eine gezwungene resp. durch gar nichts begründete sein.

Daß bei unserer Annahme von der ungefähren Gleichheit beider Räder und des Werthes $\beta = 90^0$ auch der Ueberdruck einen mittlern Werth erhält, die Schaufeln eine mittelstarke Krümmung und die Reibungsverluste mittlere Werthe erhalten, ist Zufall und ist dieses

zufällige Zusammentreffen die Ursache, daß die renommirtesten Turbinenfabrikanten sich meistens für dieses Constructionsverhältniß entschieden haben.

Ganz genau gleich werden freilich beide Räder niemals, schon deßhalb ist dieß nicht möglich, weil das Laufrad des unvermeidlichen Schwankens halber immer eine etwas größere lichte Breite der Canäle erhalten muß als das Leitrad, und weil durch das Laufrad nicht alles Wasser durchgeht, da ein Bruchtheil desselben vermöge des Spalten-Ueberdruckes durch den Spalt abfließt.

Die noch vorkommende Ungleichheit beider Räder in unsern Constructionen ist also durch Correcturen von Nebenhindernissen bedingt, während die theoretischen Dimensionen selbst genau ein und dieselben sind.

So ist bei vorausgesetzter Gleichheit beider Räder und für $\angle \beta = 90^0$ der theoretische Werth von $U = 0{,}725\sqrt{2gh} = u_1$, und nur durch die Nebenhindernisse wird der gleich große Werth dieser beiden Größen auf $0{,}676\sqrt{2gh}$ reducirt.

Die Gleichheit beider Räder schließt den Werth $\beta = 90^0$ nicht ein, d. h. es läßt sich auch mit andern Werthen von β Gleichheit der Räder erzielen, indem man die Anfangsrichtung der Leitschaufeln nicht rechtwinklig zur obern Radebene stellt.

Warum der Verfasser dem Werth $\beta = 90^0$ den Vorzug giebt, ist in § 20 bereits erörtert worden.

Der Wasserverlust durch den Spalt hat auf die Werthe von u und u_1 keinen Einfluß, wenn der Querschnitt der Laufradcanäle diesem Wasserverluste entsprechend corrigirt wird.

Dagegen würde dieser Wasserverlust nach § 23 eine kleine Verminderung des Spalten-Ueberdruckes zur Folge haben, wenn die Laufradcanäle dieselbe Weite beibehalten würden, als ob der Spaltenverlust nicht vorhanden wäre. Wenn dagegen die Laufradcanäle dem Spaltenverlust entsprechend verkleinert werden, so tritt in Folge des Wasserverlustes keine Verminderung des Spalten-Ueberdruckes ein und hat dieser Spaltenverlust somit auch keinen Einfluß auf den Werth von u_1.

§ 31.

Correctur der Laufradbreite b in Folge des Spaltenverlustes.

Da das durch den Spalt abfließende Wasserquantum (nach § 23 circa $4^1/_2$ Procente der durch das Leitrad fließenden Wassermenge) nicht mehr durch das Laufrad der Turbine fließt, so werden die

Laufradcanäle im Querschnitte kleiner, als wenn dieser Wasserverlust nicht vorhanden wäre.

Die Verminderung dieses Querschnittes kann nun entweder durch Verkleinerung der normalen Weite s_1, Fig. 11, Tafel 3, der Canäle oder aber durch Verkleinerung der Breite b (radiale lichte Weite) bewerkstelligt werden.

Da indessen eine Verminderung der normalen Canalweite s_1 auch eine Veränderung des Schaufelwinkels y und in weiterer Folge auch eine Aenderung der Werthe von U, u und v zur Folge hat, so wäre es vorzuziehn, die Verminderung der Laufradcanalquerschnitte einfach dadurch vorzunehmen, daß man die Breite dieser Canäle kleiner wählt.

Dieß ist aber leider nicht möglich, weil die Laufradcanäle nicht schmäler werden dürfen als die Leitcanäle, sondern des unvermeidlichen seitlichen Schwankens des Laufrades halber vielmehr wenigstens 5 bis 10 Millimeter breiter gehalten werden müssen.

Es stellt sich somit hier die fatale Nothwendigkeit heraus, daß die Correctur der Laufradcanäle in Folge des Wasserverlustes durch die Spalte durch eine Aenderung der normalen Weite s_1 der Canäle vorgenommen werden muß.

§ 32.

Man sieht aus dem Vorstehenden, daß die Construction einer Jonval-Turbine, resp. die endgültigen Dimensionen des Schaufelapparates einigermaßen sogar von der Aufstellungsart des Motors beeinflußt werden und daß überhaupt bei der Construction einer solchen Turbine so mannigfaltige Factoren berücksichtigt werden müssen, daß es geradezu lächerlich ist, Regeln aufstellen zu wollen, welche für alle Verhältnisse gültig sind.

Aus demselben Grunde ist es leicht begreiflich, daß die meisten der neuern Turbinentheorien, welche nicht nur für alle Verhältnisse einer und derselben Turbinengattung, sondern ganz allgemein gültig sein sollen, trotz aller Abkürzungen und Annäherungen zu endlosen Complicationen führen und in Folge dessen jedes reellen Werthes entbehren.

Selbst für die verschiedenen einzelnen Turbinenarten ist es nicht möglich, kurz gedrängte Constructions-

regeln zu geben, ohne dabei vorauszusetzen, daß die vorläufig berechneten Dimensionen bei der Aufzeichnung des Schaufelapparates von Seiten des Constructeurs einer endgültigen Revision und Correctur unterzogen werden müssen, wenn man einen Motor erstellen will, welcher allen Anforderungen soweit als möglich entsprechen soll.

Es ist daher leicht zu ermessen, daß nur derjenige im Stande sein kann, eine nach jeder Richtung hin befriedigende Jonval-Turbine zu construiren, welcher nicht blindlings nach gegebenen Regeln arbeitet, sondern in das Verständniß des causalen Zusammenhanges eingedrungen ist und die vorläufig nach einfachen Regeln berechneten Dimensionen des Schaufelapparates bei der Construction gründlich revidirt.

§ 33.

Correctur der mittlern Umfangsgeschwindigkeit v einer Jonval-Turbine.

Die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am mittlern Umfange ergiebt sich nach § 10, c) leicht durch die Berücksichtigung, daß das Wasser ohne Stoß ins Laufrad eintreten soll.

Dieß ist, wie bereits früher erörtert, dann der Fall, wenn in Fig. 11, Tafel 3 die aus dieser Umfangsgeschwindigkeit $av = v$ und der Ausflußgeschwindigkeit $aU = U$ resultirende relative Eintrittrichtung $au = u$ mit der Anfangsrichtung der Radschaufeln zusammenfällt.

Da nun laut unserer Annahme die Beschaufelung beider Räder die gleiche sein soll, dieses aber nur dann der Fall sein kann, wenn Winkel β ganz oder möglichst nahe 90° ist, so ergiebt sich für unsere Constructionsverhältnisse die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v leicht dadurch, daß man die richtig aufgetragene Geschwindigkeit $U = aU$ rechtwinklig auf die Spaltenebene projicirt, wobei also $v = av$ wird.

Algebraisch ausgedrückt wird also die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am obern Radumfang

$$v = U \cos a$$

und gleicherweise diejenige am untern Radumfange $v = u_1 \cos y$.

Diese beiden Geschwindigkeiten sollen eigentlich ganz genau gleich

sein; da aber in Folge der durch die Nebenhindernisse nöthig gewordenen Correcturen die beiden Werthe

$$U \cos a \quad \text{und} \quad u_1 \cos y$$

selten ganz genau mit einander übereinstimmen, so hat man der Geschwindigkeit v einen Mittelwerth zu geben, welcher mitten zwischen den beiden obigen Werthen liegt, d. h. es wird

$$v = \frac{U \cos a + u_1 \cos y}{2}.$$

Selbstverständlich sind hiebei für U und u_1 die wirklichen corrigirten Werthe der vorigen Paragraphen einzusetzen.

Wenn man auf diese höchst einfache Weise verfährt, kann man sicher sein, daß der Motor wirklich die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit erhält.

Man hat sich schon vielfach darüber gestritten, welches der eigentliche Werth der vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit sei, indem es sich bei den angestellten Turbinenversuchen ergeben hat, daß die wirklich vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen kleiner ist als die theoretisch berechnete.

Dieß ist aber ganz selbstverständlich. Denn weil die Ausflußgeschwindigkeiten U und u_1 durch die Nebenhindernisse so bedeutend reducirt werden, wie wir in den vorigen Paragraphen gesehn haben, so liegt es klar auf der Hand, daß bei Berechnung der Umfangsgeschwindigkeit durch die Winkelverhältnisse im Dreieck a U u (Fig. 11, Tafel 3) die reducirten (corrigirten) Werthe von U und u_1 in Rechnung gebracht werden müssen und nicht die theoretischen Werthe dieser Geschwindigkeiten, wie merkwürdigerweise von vielen Turbinenbauern gethan wird.

Redtenbacher giebt in seinem Werke an, daß der theoretische Werth der vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit der Erfahrung gemäß mit 0,707 multiplicirt werden müsse, um die günstigste Wirkung zu erhalten.

Diese Reduction ist aber zu groß und war in ihrem numerischen Werthe nur durch einige Bremsversuche mit unvollkommenen Turbinen begründet.

Nichtsdestoweniger aber sind unzählige Turbinen-Anlagen mit dieser zu stark reducirten Umfangsgeschwindigkeit ausgeführt worden.

Schmidt giebt in seinem Ueberblick der verschiedenen Turbinentheorien an, daß, um den wirklichen Werth von v zu erhalten, die theoretische Umfangsgeschwindigkeit mit $\sqrt{r}$ multiplicirt werden müsse, wenn r den hydraulischen Wirkungsgrad bezeichnet (§ 27).

Diese Angabe stimmt schon ziemlich näher mit unserem obigen Resultate überein, doch ist auch diese Reduction noch zu groß, wie aus folgender Betrachtung hervorgeht.

Die Umfangsgeschwindigkeit muß am obern Radumfange offenbar nur in dem Maße (den Beziehungen im rechtwinkligen Dreieck gemäß) verkleinert werden, als die Ausflußgeschwindigkeit U durch die Nebenhindernisse vermindert wird.

Ebenso muß die Umfangsgeschwindigkeit am untern Radumfange ebenfalls (den Beziehungen im Dreieck gemäß) in dem Maße vermindert werden, als dieß den totalen Nebenhindernissen entspricht, welche das Wasser auf seinem ganzen Wege bis zum Austritt aus dem Leitrade erleidet.

Wenn nun der hydraulische Wirkungsgrad r einer Turbine gleich wäre dem totalen Effect Qh der Wasserkraft weniger einem Effect Qh_1, bei welchem h_1 die Summe der totalen Gefällsverluste durch die Widerstände des Wassers bis zu seinem Ausfluß aus dem Laufrade bedeutet, dann müßte man die theoretische Umfangsgeschwindigkeit v mit $\sqrt{r}$ multipliciren, um die wirkliche Umfangsgeschwindigkeit zu erhalten, weil der Effect mit dem Quadrat der Geschwindigkeit wächst, oder die Geschwindigkeit sich wie die Quadratwurzel des Effectes verhält.

Allein die obige Voraussetzung trifft nicht ein, denn es ist in dem hydraulischen Wirkungsgrade noch der Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers inbegriffen, welche letztere mit den Geschwindigkeitsverhältnissen an und für sich nichts zu schaffen hat.

Rechnet man dagegen zu der Druckhöhe, welche dem hydraulischen Wirkungsgrade entspricht, noch diejenige $\frac{w^2}{2g}$ hinzu, so erhält man diejenige Druckhöhe, deren Geschwindigkeit das Maß abgiebt zur Berechnung der wirklichen Umfangsgeschwindigkeit, und dann erhält man genau die Resultate, wie sie sich aus unserem obigen Verfahren ergeben.

§ 34.

Practische Regeln für die Construction der Jonval-Turbinen.

Es bezeichne:

Q die Wassermenge in Cubikmetern per Secunde;
h das effective Gefälle oder Höhendifferenz beider Wasserspiegel im Turbinenlokal in Metern;
D den mittlern Durchmesser der Turbine in Metern;
A die Summe sämmtlicher Ausflußquerschnitte des Leitrades;
b die lichte Breite der Leitcanäle (die radiale Dimension derselben) in Metern;
d die Höhe der Schaufelung des Leit- und Laufrades;
a den Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene;
β „ „ „ Radschaufeln „ „ obern „
y „ „ „ „ „ „ untern „
U die effective Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade in Metern per Secunde;
u_1 die effective Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Laufrade in Metern per Secunde;
v die vortheilhafteste mittlere Umfangsgeschwindigkeit der Turbine in Metern per Secunde;
n die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine per Minute.
s und s_1 die normale Weite der Leit- und Laufradcanäle an der Austrittstelle;
i die Anzahl Schaufeln des Leitrades;
t die Schaufeltheilung des Leitrades.

I. Große Wassermengen Q und kleine Gefälle h.

Wassermengen von 5 bis 12 Cubikmetern per Secunde und Gefälle von $\frac{1}{2}$ bis 3 Meter.

$$\mathit{A} = \frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2gh}};$$

$$U = 0{,}676\sqrt{2gh};$$

$$D = 2\sqrt{\frac{Q}{U}} \text{ bis } 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}};$$

$$b = \frac{D}{2{,}5} \text{ bis } \frac{D}{4}; \text{ oder genau } b = \frac{\mathit{A}}{s \times \text{Anzahl Canäle}};$$

$$d = \frac{D}{10} \text{ bis } \frac{D}{12};$$

$$a = 20^0 \text{ bis } 24^0;$$

$$\beta = 90^0;$$

$$y = 20^0 \text{ bis } 24^0;$$

$$u_1 = 0{,}676\sqrt{2gh};$$

Schaufeltheilung $t = 250$ bis 300 Millimeter;

$s = (t \sin a)$ — Schaufeldicke;

$v = U \cos a;$

$$n = \frac{60\,v}{\text{mittlern Radumfang}}.$$

Nach diesen Formeln ist die Turbine zu berechnen, sobald der Werth $\frac{Q}{U}$ größer wird als 1,5 Quadratmeter.

II. Mittlere Wassermengen und Gefälle.

Wassermengen von 1 bis 5 Cubikmetern per Secunde und $1\frac{1}{2}$ bis 8 Meter Gefälle.

$$\mathit{A} = \frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2gh}};$$

$$U = 0{,}676\sqrt{2gh}.$$

$$D = 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}} \text{ bis } 3\sqrt{\frac{Q}{U}};$$

$$b = \frac{D}{4} \text{ bis } \frac{D}{5}; \text{ oder genau } b = \frac{\mathit{A}}{s \times \text{Anzahl Canäle}};$$

$d = \frac{D}{8}$ bis $\frac{D}{9}$;

$a = 16^0$ bis 20^0;

$\beta = 90^0$;

$y = 14^1/_2{}^0$ bis 17^0;

$u_1 = 0{,}676\sqrt{2gh}$;

Schaufeltheilung $t = \frac{D}{7{,}5}$ bis $\frac{D}{9}$;

s = (t sin a) — Schaufeldicke;

$v = U \cos a$;

$n = \frac{60\,v}{\text{mittlern Radumfang}}$.

Nach diesen Formeln ist die Turbine zu berechnen, sobald der Werth $\frac{Q}{U}$ nicht kleiner als 0,20 und nicht mehr als 1,5 Quadratmeter wird.

III. Kleine Wassermengen und größere Gefälle.

Wassermengen unter 1 bis $1^1/_2$ Cubikmetern per Secunde und Gefälle von 8 bis 12 Metern.

$\mathcal{A} = \frac{Q}{U} = \frac{Q}{0{,}676\sqrt{2gh}}$;

$U = 0{,}676\sqrt{2gh}$;

$D = 3\sqrt{\frac{Q}{U}}$ bis $4\sqrt{\frac{Q}{U}}$;

$b = \frac{D}{5}$ bis $\frac{D}{6}$; oder genau $b = \frac{\mathcal{A}}{s \times \text{Anzahl Canäle}}$;

$d = \frac{D}{5}$ bis $\frac{D}{6}$;

$a = 15^0$ bis 17^0;

$\beta = 90^0$;

$y = 13^0$ bis 16^0;

$u_1 = 0{,}676\sqrt{2gh}$;

Schaufeltheilung $t = 120$ bis 150 Millimeter;

s = (t sin a) — Schaufeldicke;

$$v = U \cos a;$$

$$n = \frac{60\,v}{\text{mittlern Radumfang}}.$$

Nach dieſen Formeln iſt die Turbine zu berechnen, ſobald der Werth $\frac{Q}{U}$ kleiner wird als 0,200 Quadratmeter.

§ 35.

Beiſpiele über die vollſtändige Berechnung von Jonval-Turbinen und Correctur der Conſtruction.

Beiſpiel 1: Conſtante Waſſermenge und unveränderliches Gefälle.

Eine Jonval-Turbine ſei für ein Gefälle von 3,000 Meter und eine conſtante Waſſermenge von 2000 Litern per Secunde zu conſtruiren.

Dieſe Turbine gehört in die zweite Categorie des vorigen Paragraphen und iſt daher nach den unter II. gegebenen Regeln zu berechnen:

a) Die Ausflußgeſchwindigkeit U des Waſſers aus dem Leitrade wird

$$U = 0{,}676\sqrt{2gh} = 0{,}676\sqrt{2 \times 9{,}8 \times 3} = 5{,}186 \text{ Meter per Secunde.}$$

b) Die Summe der normalen Austrittquerſchnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{2{,}000}{5{,}186} = 0{,}3856 \text{ Quadratmeter.}$$

c) Der mittlere Durchmeſſer der Turbine wird

$$D = 2{,}5\sqrt{\frac{Q}{U}} = 2{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{0{,}3856} = 1{,}530 \text{ Meter.}$$

Da man für dieſe Hauptdimenſionen immer abgerundete Zahlen wählt, ſo wird D = 1,500 Meter.

d) Den Winkel a wählen wir zu

$$a = 16^0.$$

e) Der Winkel β iſt $\beta = 90^0$.

f) Die Schaufeltheilung wählen wir zu 180 Millimeter, müſſen aber zuſehn, ob dieſe Zahl im mittlern Umfange des Rades in einer ganzen Zahl aufgeht.

Der mittlere Radumfang iſt $1{,}5 \times 3{,}1416 = 4{,}712$ Meter und es würde ſomit bei 180 Schaufeltheilung die Schaufelzahl (ſowie auch die Anzahl der Canäle) gleich $\frac{4712}{180} = 26{,}18$, was nicht ausführbar iſt.

Man wählt hiefür die nächstgelegene kleinere oder größere Zahl, welche leicht eintheilbar ist und setzt im vorliegenden Falle

die Schaufelzahl $i = 24$.

Es wird sonach die wirkliche Schaufeltheilung

$$= \frac{4712}{24} = 196{,}3 \text{ Millimeter.}$$

g) Die normale Weite eines Leitcanales sammt der Schaufeldicke (oder die Projection der Schaufeltheilung auf eine Senkrechte zur Austrittrichtung) wird bei dem Winkel a von 16° gleich

$$\text{Schaufeltheilung} \times \sin 16^\circ = 196{,}3 \times 0{,}275 = 53{,}98 \text{ Millimeter}$$

oder rund 54 Millimeter.

Nun wählen wir die Dicke der gußeisernen Schaufeln an der Austrittstelle zu 9 Millimeter und es ist somit die normale Weite eines Leitcanales

$$s = 54 - 9 = 45 \text{ Millimeter,}$$

welche normale Weite die Leitcanäle bei der Ausführung wirklich erhalten.

Davon ist aber zur Berechnung der Radbreite nach § 17 noch die Verengung durch die Schaufelstöße des Laufrades abzuziehn. Diese Verengung wird nach § 17 bei einer Radschaufeldicke von ebenfalls 9 Millimeter

$$\text{circa} = 9 \times \sin a = 9 \times \sin 16^\circ = 9 \times 0{,}275 = 2{,}475$$

oder rund $2\frac{1}{2}$ Millimeter,

(die wirkliche genau berechnete Verengung würde nach § 17 etwas kleiner ausfallen, doch wollen wir hier lieber sicher rechnen).

Die wirkliche freie normale Ausflußweite eines Leitcanales ist daher gleich

$$s = 45 - 2\tfrac{1}{2} = 42\tfrac{1}{2} \text{ Millimeter,}$$

welche Weite für den Ausfluß des Wassers allein in Rechnung kommt.

h) Hieraus ergiebt sich sofort die genaue lichte Breite der Leitcanäle zu

$$b = \frac{\Delta}{\text{Anzahl Canäle} \times s} = \frac{0{,}3856}{24 \times 0{,}0425} = 0{,}378 \text{ Meter.}$$

Für s ist hier nur der wirklich freie Theil von s in Rechnung zu bringen, welcher nach Abzug der Verengung durch die Radschaufelstöße übrig bleibt, also im vorliegenden Falle $42\frac{1}{2}$ Millimeter.

i) Die relative Eintrittgeschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, wird nach den Beziehungen im rechtwinkligen Dreieck a U u (Fig. 11, Tafel 3)

$$u = U \sin a = 5{,}186 \times 0{,}275 = 1{,}426 \text{ Meter.}$$

k) Der Spaltenüberdruck. Wenn (wie gewöhnlich der Fall) die Turbine (resp. die Spaltenebene) in der Höhe des Unterwasserspiegels oder auch tiefer liegt, so wird der Ueberdruck gleich

$$h - \frac{U^2}{2g},$$

wobei für h nach § 29 wegen des Gefällverlustes durch die Reibung des Wassers in den Leitcanälen der corrigirte Werth 0,924 h zu setzen ist.

Es wird somit dieser Ueberdruck gleich

$$(0{,}924 \times 3) - \frac{5{,}186}{2 \times 9{,}81} = 2{,}772 - 1{,}367 = 1{,}405 \text{ Meter.}$$

Wenn dagegen die Turbine über dem Unterwasserspiegel liegt, so ändert sich der Spaltendruck nach § 24, während dagegen die ganze übrige Berechnung der Turbine in allen Fällen dieselbe bleibt.

l) Die Druckhöhe für die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade ergiebt sich nun nach § 30 zu

$$h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

wobei indessen für h, U und u die corrigirten Werthe des § 30 in Rechnung zu bringen sind.

Nach § 30 ist für h (wegen des Gefällverlustes durch die Nebenhindernisse beim Durchfluß durch beide Räder) zu setzen 0,88 h. Für U und u sind die oben gefundenen, bereits corrigirten Werthe zu nehmen.

Es wird somit die gesuchte Druckhöhe gleich

$$(0{,}88 \times 3) - \frac{5{,}186^2}{19{,}61} + \frac{1{,}426^2}{19{,}6} = 2{,}64 - 1{,}372 + 0{,}102 =$$

$$= 1{,}370 \text{ Meter.}$$

m) Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich aus obiger Druckhöhe zu

$$\sqrt{2 \times 9{,}81 \times 1{,}370} = 5{,}190 \text{ Meter.}$$

Diese Geschwindigkeit ist also sehr nahe gleich derjenigen U (und zwar gleich $0{,}676\sqrt{2gh}$), was eine Bedingung für die richtige Construction des Schaufelapparates ist.

n) Die Breite der Laufradcanäle muß wegen des unvermeidlichen Schwankens (nicht rund laufen) der Räder etwas und zwar um 10 Millimeter größer sein als diejenige der Leitradcanäle.

Diese Breite wird also

$$= 0{,}378 + 0{,}010 = 0{,}388 \text{ Meter.}$$

o) Die normale Weite s_1 der Laufradcanäle an der Austrittstelle ergiebt sich nun leicht in Berücksichtigung des Spaltenverlustes.

Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist nämlich um circa $4\frac{1}{2}$ Procente kleiner als das totale, durch das Leitrad fließende Quantum, oder gleich

$$Q - 0{,}045\,Q = 2{,}000 - 0{,}09 = 1{,}910 \text{ Cubikmeter}$$

(bei über dem Unterwasser liegender Turbine wird dieser Verlust kleiner).

Die Summe der sämmtlichen normalen Ausflußquerschnitte des Laufrades wird daher gleich

$$\frac{1{,}910}{5{,}19} = 0{,}3680 \text{ Quadratmeter.}$$

Der Ausflußquerschnitt eines Canales ist gleich

$$\frac{0{,}3680}{24} = 0{,}01533 \text{ Quadratmeter,}$$

und man erhält somit die normale Weite, wenn man diesen Querschnitt durch die oben gefundene Breite dividirt, zu

$$s_1 = \frac{0{,}01533}{0{,}388} = 0{,}0395 \text{ Meter} \quad \text{oder} \quad 39\tfrac{1}{2} \text{ Millimeter,}$$

wofür man sicherheitshalber 40 Millimeter wählen wird.

p) Der Winkel y der Schaufeln an der Austrittstelle des Laufrades wird erhalten, indem man zu der oben gefundenen normalen Weite s_1 die Schaufeldicke (9 Millimeter) hinzurechnet und nun zusieht, unter welchem Winkel y die Länge

$$s_1 + \text{Schaufeldicke} = 40 + 9 = 49 \text{ Millimeter}$$

auf die untere Radebene projicirt werden muß, damit man die Schaufeltheilung von 196,3 Millimeter erhält.

Man findet

$$\sin y \frac{49}{196{,}3} = 0{,}249,$$

welchem sinus der Winkel $y = 14\frac{1}{2}^0$ entspricht.

q) Die vortheilhafteste Geschwindigkeit des mittlern Radumfanges an der obern Radebene ist

$$v = U \cos a = 5{,}186 \cos 16^0 = 5{,}186 \times 0{,}961 = 4{,}983 \text{ Meter.}$$

Die vortheilhafteste Geschwindigkeit an der untern Radebene dagegen ist

$$v = u_1 \cos y = 5{,}190 \cos 14\tfrac{1}{2}^0 = 5{,}190 \times 0{,}968 = 5{,}023 \text{ Meter.}$$

Die wirkliche vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit des Rades ist daher gleich dem arithmetischen Mittel der beiden obigen, etwas differirenden Geschwindigkeiten oder

$$v = \frac{4{,}983 + 5{,}023}{2} = 5{,}003 \text{ Meter} \quad \text{oder} \quad 0{,}651\sqrt{2gh}.$$

Die Anzahl Umdrehungen der Turbine ist

$$n = \frac{60\,v}{\text{mittlern Radumfang}} = \frac{60 \times 5{,}003}{3{,}1416 \times 1{,}500} = 63{,}7,$$

wofür man wählt $n = 64$.

r) Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser das Laufrad verläßt, ist sehr nahe

$$w = u_1 \sin y = 5{,}190 \times 0{,}25 = 1{,}297 \text{ Meter}.$$

Dieß ist nahe der sechste Theil der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$, und es beträgt daher der Effectverlust durch w gleich

$$\frac{1}{6 \times 6} = \frac{1}{36}$$

oder nur circa 3 Procente des totalen Effectes der Wasserkraft.

Anmerkung. Giebt man dem Laufrade eine Schaufel mehr als dem Leitrade (Seite 87), so erhalten s_1 und y um ein Geringes andere Werthe.

s) Die Höhe der Beschaufelung beider Räder wird

$$d = \frac{D}{8} = \frac{1500}{8} = 188 \quad \text{oder abgerundet} \quad 190 \text{ Millimeter}.$$

Beispiel 2: Veränderliches Gefälle und constante Wassermenge.

Für ein veränderliches Gefälle von $1\frac{1}{2}$ bis 3 Meter und eine unbegrenzte Wassermenge ist eine Turbine zu construiren, welche eine constante Kraft von 90 Pferden entwickeln soll.

Bei dem Gefälle von 3 Metern und einer Nutzleistung von 70 Procenten consumirt die Turbine ein Wasserquantum

$$Q = \frac{75\,Nu}{0{,}70 \times 1000\,h} = \frac{75 \times 90}{700 \times 3} = 3{,}214 \text{ Cubikmeter per Secunde},$$

dagegen ist bei einem Gefälle von $1\frac{1}{2}$ Metern die erforderliche Wassermenge

$$Q = \frac{75 \times 90}{700 \times 1{,}5} = 6{,}428 \text{ Cubikmeter per Secunde}.$$

Es ist nun selbstverständlich, daß die Turbine in der Größe für diese letztere Wassermenge und für das kleine Gefälle berechnet werden

und dann so eingerichtet sein muß, daß dieselbe jedem beliebigen, zwischen dem kleinsten und größten vorhandenen Wasserquantum angepaßt, d. h. regulirt werden kann.

Wir werden unten auf diese Vorrichtung zurückkommen und wollen vorerst die Dimensionen der Turbine bestimmen.

Es ist zunächst

a) Die Ausflußgeschwindigkeit U

$$U = 0{,}676\sqrt{2gh} = 0{,}676\sqrt{19{,}6 \times 1{,}5} = 3{,}667 \text{ Meter.}$$

b) Die Summe sämmtlicher Ausflußquerschnitte des Leitrades

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{6{,}428}{3{,}667} = 1{,}7529 \text{ Quadratmeter.}$$

Die Turbine ist daher nach den Formeln unter I. des vorigen Paragraphen zu berechnen.

c) Der mittlere Durchmesser wird

$$D = 2\sqrt{\Delta} = 2\sqrt{1{,}7529} = 2{,}648 \text{ Meter}$$

oder abgerundet 2,650 Meter.

d) Den Winkel a wählen wir

$$a = 22^0.$$

Ferner ist jederzeit $\beta = 90^0$.

e) Die Schaufeltheilung am mittlern Radumfang sei versuchsweise $t = 250$ Millimeter.

Es würde dabei die Schaufelzahl

$$i = \frac{3{,}1416 \times 2{,}650}{250} = 33{,}3.$$

Hiefür wählt man 33 Schaufeln und es wird sodann die wirkliche Theilung gleich

$$\frac{8325}{33} = 252{,}2 \text{ Millimeter.}$$

Da die Turbine (wie sich unten ergeben wird) in drei Schaufelkränze abgetheilt wird, hat man nun die Wahl, ob man dem äußern und innern Kranze dieselbe Schaufelzahl geben will wie dem mittlern Kranze, wobei die Theilung entsprechend dem Durchmesser größer oder kleiner wird.

Man findet dieß öfter ausgeführt, sowie auch das Gegentheil, daß jeder Schaufelkranz dieselbe Theilung erhält; immer aber werden die Schnittpunkte der Schaufelkanten mit den seitlichen Radkränzen gegen

einander versetzt, so daß möglichst wenige Schaufelkanten in eine (radiale) Linie zusammenfallen.

f) Die normale Weite s eines Leitcanals. Um diese zu finden, hat man nur zu bedenken, daß die totale Weite s + einer Schaufeldicke gleich ist der Schaufeltheilung t, multiplicirt mit dem Sinus des Winkels a, d. h. daß

$$s + \text{Schaufeldicke} = 252{,}2 \times \sin 22^0 = 252{,}2 \times 0{,}3746 = \\ = 94{,}5 \text{ Millimeter.}$$

Wählen wir daher die Schaufeldicke zu $12^1/_2$ Millimeter (es sind gußeiserne Schaufeln vorausgesetzt), so wird das totale

$$s = 94^1/_2 - 12^1/_2 = 82 \text{ Millimeter,}$$

welche Weite die Leitcanäle bei der Ausführung wirklich erhalten.

Hievon ist nun zur Bestimmung der Radbreite laut § 17 noch die Verengung durch die Schaufelkanten des Laufrades abzuziehn.

Diese Verengung ist bei einer Dicke der Laufradschaufeln an der obern Radebene von $12^1/_2$ Millimetern gleich

$$12{,}5 \times \sin a = 12^1/_2 \times 0{,}3746 = 4{,}67 \quad \text{oder rund} \quad 5 \text{ Millimeter.}$$

Die wirkliche freie normale Weite s, welche für den Ausfluß des Wassers allein in Rechnung kommt, ist somit gleich

$$82 - 5 = 77 \text{ Millimeter.}$$

g) Die Breite der Leitcanäle ergiebt sich nun leicht aus Q, Δ, i und s zu

$$b = \frac{\Delta}{\text{Anzahl Canäle} \times s} = \frac{1{,}7529}{33 \times 0{,}077} = 0{,}690 \text{ Meter.}$$

Diese bedeutende Radbreite wird nun in drei Abtheilungen abgetheilt, indem man zwischen dem äußern und innern Radkranze noch zwei mittlere Kränze anbringt und zwar in der Weise, daß die Summe der sämmtlichen drei Kranzbreiten (im Lichten gemessen) 690 Millimeter totale lichte Breite ergiebt.

Die Abtheilung dieser Schaufelkränze hinsichtlich ihrer Größe ist aber nicht willkürlich, wird vielmehr durch den Umstand bedingt, daß der äußere Schaufelkranz allein die kleinste Wassermenge von 3,214 Cubikmetern bei dem größten Gefälle von 3 Metern consumirt, während alle drei Schaufelkränze zusammen die ganze Wassermenge von 6,428 Cubikmetern bei $1^1/_2$ Metern Gefälle absorbiren sollen.

Dadurch ist die Breite des äußern Schaufelkranzes fixirt.

Der Querschnitt Δ für $Q = 3{,}214$ Cubikmeter Wasser per Secunde und 3 Meter h wird nämlich

$$\Delta = \frac{3{,}214}{0{,}676\sqrt{19{,}6 \times 3}} = 0{,}620 \text{ Quadratmeter.}$$

Dieß ist $^1/_3$ des totalen Ausflußquerschnittes der Turbine und es erhält somit der äußere Kranz auch $^1/_3$ der ganzen lichten Breite b oder

$$^1/_3 \times 0{,}690 = 230 \text{ Millimeter Breite im Licht}$$

(die normale Weite der Canäle ist am innern und äußern Radumfang sehr nahezu gleich groß).

Die beiden innern Schaufelkränze erhalten zusammen den Rest der Breite oder $690 - 230 = 460$ Millimeter, und zwar erhalten beide innern Kränze eine gleich große Breite von $\frac{460}{2} = 230$ Millimeter, welche letztere Dimension im vorliegenden Falle nur zufällig gleich der Breite des äußern Schaufelkranzes wird.

Der mittlere Schaufelkranz wird durch verticale Schieber regulirt, der innere Kranz dagegen erhält einen einfachen gußeisernen, aufziehbaren Deckel.

Bei Niederwasserstand, wo die Wassermenge klein und das Gefälle groß ist, arbeitet also nur der äußere Schaufelkranz, und da dieser niemals außer Action tritt, erhält er auch keine Abschlußvorrichtung.

Bei mittlerem Wasserstande, wo das Gefälle ebenfalls einen mittlern Werth hat, wird sodann noch der mittlere Schaufelkranz soweit geöffnet, als dieß nothwendig ist.

Nimmt das Gefälle bei eintretendem Hochwasser noch mehr ab, so daß die beiden äußern Kränze nicht mehr Kraft genug entwickeln, so öffnet man auch den innern Kranz (ganz auf einmal durch Abheben des Deckels) und regulirt die Turbine durch theilweises Schließen des regulirbaren mittlern Schaufelkranzes.

Auf diese Weise kann die Turbine allen eintretenden Wasserständen accommodirt werden.

h) Die relative Eintrittgeschwindigkeit u ist

$$u = U \sin a = 3{,}667 \times 0{,}374 = 1{,}371 \text{ Meter.}$$

i) Die Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich nach § 30 zu

$$(0{,}88\,h) - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = (0{,}88 \times 1{,}5) - \frac{3{,}667^2}{19{,}6} + \frac{1{,}371^2}{19{,}6} =$$

$$= 0{,}735 \text{ Meter.}$$

k) Die Ausflußgeſchwindigkeit u_1 ergiebt ſich ſchließlich aus der oben erhaltenen Druckhöhe zu

$$u_1 = \sqrt{0{,}735 \times 19{,}6} = 3{,}790 \text{ Meter.}$$

l) Die Breite der Laufradcanäle wird

$$690 + 10 = 700 \text{ Millimeter.}$$

m) Die normale Weite s_1 der Laufradcanäle an der Austrittſtelle ergiebt ſich aus der Breite und in Berückſichtigung des Umſtandes, daß die durch das Laufrad fließende Waſſermenge $4\frac{1}{2}$ Procente kleiner iſt als Q (wegen Verluſt durch Spalte).

Dieſe Waſſermenge iſt alſo gleich

$$Q - 0{,}045\,Q = 6{,}139 \text{ Cubikmeter,}$$

daher die Summe der Ausflußquerſchnitte

$$\mathit{A}_1 = \frac{6{,}139}{3{,}790} = 1{,}620 \text{ Quadratmeter}$$

und ſomit

$$s_1 = \frac{1{,}620}{33 \times 0{,}700} = 0{,}070 \text{ Meter} = 70 \text{ Millimeter.}$$

n) Der Winkel y ergiebt ſich aus dem Umſtande, daß die Schaufeltheilung $\times$ sin y gleich iſt der normalen Weite s_1 + einer Schaufeldicke.

Die Schaufeldicke an der Austrittſtelle ſei $12\frac{1}{2}$ Millimeter, ſo iſt

$$t \sin y = 70 + 12\frac{1}{2} = 82\frac{1}{2} \text{ Millimeter,}$$

daher

$$\sin y = \frac{82{,}5}{252{,}2} = 0{,}327;$$

welchem Sinus der Winkel $y = 19^0$ entſpricht.

o) Die vortheilhafteſte Umfangsgeſchwindigkeit am mittlern Radumfang iſt bei dem kleinen Gefälle von $1\frac{1}{2}$ Metern

$$v = U \cos a = 3{,}667 \times 0{,}927 = 3{,}399 \text{ Meter,}$$

dagegen für das größere Gefälle von 3 Metern iſt

$$v = 5{,}186 \times 0{,}927 = 4{,}807 \text{ Meter.}$$

Da nun die Turbine jederzeit genau dieſelbe Anzahl Umdrehungen machen ſoll und doch mit ſo verſchiedenen Gefällen arbeiten muß, ſo iſt es am zweckmäßigſten, wenn man der Turbine eine mittlere Umfangsgeſchwindigkeit (des mittlern Radumfanges)

$$v = \frac{3{,}399 + 4{,}807}{2} = 4{,}103 \text{ Meter}$$

giebt.

p) Die Anzahl Umdrehungen der Turbine in einer Minute wird

$$\frac{60 \times 4{,}103}{3{,}14 \times 2{,}650} = 29\,^1/_2.$$

q) Die absolute Ausflußgeschwindigkeit, mit welcher das Wasser in axialer Richtung die Turbine verläßt, ist sehr nahe

$$w = u_1 \sin y = 3{,}790 \times 0{,}325 = 1{,}231 \text{ Meter.}$$

Dieß ist $\frac{1}{4{,}4}$ von $\sqrt{2gh}$ und es ist somit der Austrittverlust

$$\frac{1}{4{,}4^2} = \frac{1}{19}$$

oder circa 5 Procent des absoluten Effectes der Wasserkraft.

Beispiel 3.

Es ist eine Turbine für eine Wasserkraft wie die vorhergehende zu erstellen, doch ist das bei Niederwasser zur Verfügung stehende Wasserquantum nicht unbegrenzt, sondern es beträgt dasselbe nur 2500 Liter, wobei das Gefälle (das Maximalgefälle bei Niederwasser) auf 3 Meter steigt.

Bei Hochwasser ist das Gefälle $1\,^1/_2$ Meter, die Wassermenge unbegrenzt.

Da nun im vorliegenden Falle das Etablissement 90 Pferde zum normalen Betriebe erfordert und das Fehlende durch Dampfkraft ersetzt werden muß, die Wasserkraft bei Niederwasserstand aber nur $\frac{2500 \times 3}{100}$ = 75 Pferde bei 75 Procent Leistung entwickelt, so wird man dahin trachten, daß die Turbine bei Niederwasserstand ein möglichst günstiges Resultat ergiebt, resp. die Wasserkraft aufs Vortheilhafteste ausnützt.

Das bei mittlerem und hohem Wasserstande vorhandene Wasserquantum ist in den meisten Fällen mehr als groß genug zur Entwicklung der nöthigen Kraft, so daß es während dieser Zeit nicht darauf ankommen kann, ob die Nutzleistung des Motors etwas kleiner sei oder nicht; man wählt die Dimensionen desselben nur von vorn herein groß genug.

Man giebt daher im vorliegenden Falle dem äußersten Schaufelkranz der Turbine wieder diejenige Breite b, welche dem kleinsten Wasserquantum von 2500 Litern entspricht, wählt aber die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit nicht mehr der ganzen Turbine entsprechend, sondern giebt derselben diejenige Geschwindigkeit, welche für den äußersten Schaufelkranz die vortheilhafteste ist.

Es wird sodann die Wasserkraft beim kleinsten Wasserstande durch den äußern Kranz der Turbine aufs Sorgfältigste ausgenützt.

Weil die Turbine aber beständig dieselbe Anzahl Umdrehungen in einer Minute machen soll, so folgt daraus, daß der äußere Schaufelkranz bei dem kleinern Gefälle des Mittel- und Hochwassers zu schnell laufen muß, sich für denselben also ein kleineres Güteverhältniß ergiebt, was man aber einfach dadurch ausgleicht, daß man die Turbine mehr Wasser consumiren läßt.

Unsere Turbine wird daher bei Niederwasser, mit dem äußern Schaufelkranze allein arbeitend, eine Nutzleistung von ungefähr 70 Procent, bei Mittelwasser mit beiden äußern Kränzen arbeitend dagegen nur ungefähr 65 Procent und bei Hochwasser mit allen drei Kränzen arbeitend nur circa 60 Procent Nutzleistung entwickeln, welcher entsprechend die Dimensionen des mittlern und innern Schaufelkranzes zu wählen sind.

Die Differenzen zwischen den wirklichen und den vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeiten des mittlern und innern Schaufelkranzes fallen dabei gar nicht so bedeutend aus, weil das mittlere Gefälle für den mittlern Schaufelkranz nahezu dieselbe Anzahl Umdrehungen ergiebt, als das kleinste Gefälle für den innern und das größte Gefälle für den äußern Schaufelkranz.

Wo der innerste Schaufelkranz übrigens nur bei Hochwasser (kleinem Gefälle) arbeitet, indem der Uebergang *zwischen* mittlerem und hohem Wasserstande selten lange dauert und daher der innere Kranz selten *nur theilweise* geöffnet zu sein braucht, kann man demselben ebenfalls die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit geben, indem man die Winkelverhältnisse der Schaufelung dieses Kranzes anders wählt als diejenigen der andern beiden Kränze.

Dasselbe gilt für den mittlern Schaufelkranz.

Man wird es bei einiger Ueberlegung und durch einiges Probiren in jedem gegebenen Falle immer bald dahin bringen, durch verschiedene Beschaufelung der einzelnen Schaufelkränze eine ziemlich befriedigende Uebereinstimmung zwischen den wirklichen und den vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeiten der verschiedenen Kränze zu erlangen.

In vielen Fällen kommt man auch ohne verschiedene Beschaufelung der einzelnen Kränze aus, denn wo bei Mittel- und Hochwasser das zur Verfügung stehende Wasserquantum größer als erforderlich ist, kann es auf einige Centimeter mehr Kranzbreite nicht ankommen, man wählt die Beschaufelung aller Kränze gleich derjenigen des äußern Kranzes und läßt bei Mittel- und Hochwasser den Motor soviel mehr Wasser

consumiren, daß er ungeachtet des geringern Güteverhältnisses in vollem Maße die nöthige Kraft liefert.

Auf den Preis des Motors hat dieß keinen weitern Einfluß, ebensowenig auf die Größe der Turbine, denn man pflegt in diesen Fällen die Kränze mehr nach einwärts zu verbreitern, so daß der äußere Durchmesser der Turbine derselbe bleibt.

Man pflegt mit dieser Verbreiterung nach einwärts so weit zu gehn, bis der innere Durchmesser (des innersten Schaufelkranzes) gleich $^1/_3$ des äußern Durchmessers (des äußersten Kranzes) ist.

Für alle die mannigfaltigen wirklich vorkommenden Verhältnisse Beispiele zu geben, würde zu weit führen.

Manchmal (aber nicht oft) tritt der Fall ein, daß die Art der Wasserkraft auf eine Turbine mit 2 Schaufelkränzen führt (deren Breite b man niemals über 300 bis 350 Millimeter wählt), wobei aber so scharfe Bedingungen über die Unveränderlichkeit der Umdrehungszahlen vorliegen, daß denselben mit zwei Schaufelkränzen nicht Genüge geleistet werden kann, man vielmehr zur Anwendung von drei solchen Kränzen genöthigt ist, welche aber niemals alle gleichzeitig arbeiten.

Das nachfolgende Beispiel, welches der Wirklichkeit entnommen, nicht blos fingirt ist, soll dieß erläutern.

Beispiel 4.

Für eine ganz constante Wassermenge von 1080 Litern per Secunde und ein stark veränderliches Gefälle von 0,900 bis 2,400 Meter soll eine Jonval-Turbine construirt werden und es wird verlangt, daß die Wasserkraft zu jeder Zeit aufs Beste ausgenützt, daß ferner die Anzahl Umdrehungen der Turbine jederzeit genau dieselbe sei.

Der Oberwasserspiegel ist ganz unveränderlich. Der Motor soll ohne complicirte Regulirung erstellt werden und billig sein.

Das Gefälle ist in der Weise veränderlich, daß es beträgt:

im Monat April	= 0,900	Meter,
vom Mai bis August	= 1,500	„
vom August bis März	= 2,400	„

Die Veränderung geschieht meistens innerhalb eines kurzen Zeitraumes, so daß während der jeweiligen angegebenen Zeitdauer das Gefälle nahezu constant genannt werden kann.

Um zu finden, wie diesen mannigfaltigen Anforderungen Genüge geleistet werden könne, hat man vorerst die Dimensionen aufzusuchen, welche die Turbine erhalten würde, wenn man auf die verschiedenen Forderungen nicht Rücksicht zu nehmen hätte.

Da dieſe Dimenſionen für das kleinſte Gefälle von 0,900 Meter zu berechnen ſind, iſt vorerſt

$$\sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}6 \times 0{,}900} = 4{,}202 \text{ Meter.}$$

Die Ausflußgeſchwindigkeit aus dem Leitrade wird

$$U = 0{,}676 \sqrt{2gh} = 0{,}676 \times 4{,}202 = 2{,}840 \text{ Meter.}$$

Die Summe der ſämmtlichen Austrittquerſchnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{1{,}080}{2{,}84} = 0{,}3803 \text{ Quadratmeter.}$$

Der mittlere Durchmeſſer der Turbine wird

$$D = 2{,}5 \sqrt{\Delta} = 2{,}5 \sqrt{0{,}3803} = 1{,}537 \text{ Meter.}$$

Hiefür wählt man die runde Zahl $D = 1{,}550$ Meter.

Winkel a wählen wir $a = 16^0$.

Winkel β wird wie immer $\beta = 90^0$.

Die Schaufeltheilung ſei circa 180 Millimeter und es würde ſonach die Anzahl Schaufeln oder Canäle

$$i = \frac{3{,}1416 \times 1{,}550}{0{,}180} = 27{,}05,$$

wofür man wählt $i = 28$.

Es wird ſomit die wirkliche Schaufeltheilung

$$t = \frac{3{,}1416 \times 1{,}550}{28} = 174 \text{ Millimeter.}$$

Die totale normale Weite eines Leitcanales ſammt der Schaufeldicke wird gleich

$$t \sin a = 174 \times \sin 16^0 = 174 \times 0{,}275 = 47{,}85 \text{ Millimeter.}$$

Wir wählen die Dicke der gußeiſernen Schaufeln an der Austrittſtelle 8,85 Millimeter und es wird alsdann die totale normale Weite s eines Leitcanales eine ganze Zahl, nämlich

$$47{,}85 - 8{,}85 = 39 \text{ Millimeter,}$$

welche normale Weite die Canäle in Wirklichkeit erhalten.

Zur Berechnung der übrigen Dimenſionen iſt von dieſer totalen Weite s nach § 17 noch die Verengung durch die Radſchaufelſtöße abzuziehn, welche bei einer Dicke der Letztern von 9 Millimeter gleich wird

$$9 \times \sin a = 9 \times 0{,}275 = 2{,}47 \text{ oder rund } 2\tfrac{1}{2} \text{ Millimeter.}$$

Die wirkliche freie (für den Ausfluß des Waſſers maßgebende) normale Weite s iſt daher gleich

$$39 - 2\tfrac{1}{2} = 36\tfrac{1}{2} \text{ Millimeter.}$$

Hieraus ergiebt ſich die erforderliche Radbreite zu

$$b = \frac{\Delta}{\text{Anzahl Canäle} \times s} = \frac{0{,}3803}{28 \times 36\tfrac{1}{2}} = 372 \text{ Millimeter.}$$

Diese Dimensionen bilden nun das erste Gerippe für den Aufbau unserer vorliegenden Turbine und wir haben nun aufzusuchen, auf welche Weise die gegebene Radbreite vertheilt werden kann, um eine gute Uebereinstimmung in den Geschwindigkeitsverhältnissen zu erlangen.

Der Größe nach würde die Turbine in zwei Schaufelkränze abgetheilt werden und wird es angemessen erscheinen, dem äußern Kranz eine solche Breite zu geben, daß er bei dem großen Gefälle von 2,400 Meter die ganze Wassermenge allein consumiren kann.

Ebenso wird es angemessen sein, die Breite des innern Kranzes so zu wählen, daß derselbe bei dem mittlern Gefälle von 1,500 Meter allein die ganze Wassermenge absorbirt.

Bei dem kleinen Gefälle von 0,900 Meter werden dagegen beide Schaufelkränze soweit geöffnet werden, als dieß erforderlich ist, um das ganze Wasserquantum durch den Motor fließen zu lassen.

Es kommt demnach vor, daß jeder der beiden Schaufelkränze zeitweise abgeschlossen werden muß, je nach dem vorhandenen Gefälle.

Berechnet man nun die nöthigen Dimensionen des äußern Kranzes für das größte Gefälle von 2,400 Meter, sowie diejenigen des innern Kranzes für das mittlere Gefälle von 1,500 Meter, so erhält man nachfolgende Werthe (Fig. 2, Tafel 21):

I. Aeußerer Kranz:

$h = 2{,}400$; $\sqrt{2gh} = 6{,}862$ Meter; $U = 0{,}676\sqrt{2gh} = 4{,}638$ Meter;

$$\Delta = \frac{1{,}080}{4{,}638} = 0{,}2328 \text{ Quadratmeter}; \quad D = 1{,}920 \text{ Meter};$$

$$i = \frac{3{,}14 \times 1{,}920}{174} = 34{,}7 \quad \text{und} \quad t = \frac{6032}{36} = 167\tfrac{1}{2} \text{ Millimeter};$$

totales $s = 37$ Millimeter; freie Weite $s = 34\frac{1}{2}$ Millimeter;

$$b = \frac{0{,}2328}{36 \times 34\frac{1}{2}} = 187 \text{ Millimeter}; \quad v = 0{,}65\sqrt{2gh} = 4{,}460 \text{ Meter};$$

Vortheilhafteste Anzahl Revolutionen per Minute $= \frac{60 \times 4{,}460}{6032} = 44{,}3.$

II. Innerer Kranz.

$h = 1{,}500$ Meter; $\sqrt{2gh} = 5{,}425$ Meter; $U = 0{,}676\sqrt{2gh} = 3{,}667$ Meter;

$$\Delta = \frac{1{,}080}{3{,}667} = 0{,}3000 \text{ Quadratmeter}; \quad D = 1{,}350 \text{ Meter};$$

$$i = \frac{3{,}14 \times 1350}{174} = 24; \qquad t = \frac{4241}{i} = 176{,}6;$$

totales $s = 39$ Millimeter; freier Theil von $s = 36\frac{1}{2}$ Millimeter;

$b = \frac{0{,}3000}{24 \times 36{,}5} = 342$ Millimeter; $v = 0{,}65\sqrt{2gh} = 3{,}516$ Meter;

Vortheilhafteste Anzahl Revolutionen der Turbine $= \frac{60 \times 3{,}516}{4{,}241} = 49{,}7$.

III.

Wenn beide Kränze arbeiten, ist der mittlere Durchmesser nach Fig. 3, Tafel 21 nicht mehr, wie ursprünglich angenommen, 1,550 Meter, sondern 1,630 Meter und es wird daher bei

$h = 0{,}900$; $\sqrt{2gh} = 4{,}202$ Meter; $U = 2{,}840$;

$A = 0{,}380$ Quadratmeter; $D = 1{,}630$ Meter;

$v = 0{,}65\sqrt{2gh} = 2{,}731$ Meter;

Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen $= \frac{60 \times 2{,}731}{5{,}121} = 32$ per Minute.

Wie sich nun aus vorstehenden Daten ergiebt, würde bei dem kleinsten Gefälle außer dem innern Schaufelkranze noch ein Theil des äußern Kranzes geöffnet werden müssen, d. h. es müßten beide Kränze wenigstens theilweise mit einander arbeiten, was bei Vorhandensein einer Abschlußvorrichtung für jeden Canal des äußern Kranzes keinerlei Schwierigkeit im Gefolge haben würde.

Dagegen ist es unmöglich, eine gute Uebereinstimmung der Geschwindigkeiten resp. Umdrehungszahlen bei den verschiedenen Gefällen herauszubringen.

Es ist nämlich für Fall

	I.	II.	III.
h	= 2,400 Meter;	1,500 Meter;	0,900 Meter;
die Anzahl der Umdrehungen der Turbine . . . . =	44,3.	49,7.	32.

Obwohl also das große Gefälle am äußersten und das kleinste Gefälle am innersten Kranze arbeitet, so ist die Anzahl Umdrehungen für beide Fälle eine so sehr verschiedene, daß diese Differenz auch durch Anwendung anderer Winkelverhältnisse unmöglich beseitigt werden kann.

Selbst wenn man in der Weise rechnet, daß das kleinste Gefälle nicht am mittlern Durchmesser der ganzen Turbine, sondern der Hauptsache nach nur am Durchmesser des innern Kranzes von 1,350 Meter arbeitet (indem nur ein kleiner Theil des äußern Kranzes mitarbeiten muß), so würde sich die Anzahl der Umdrehungen statt auf 32 auf $38\frac{1}{2}$ per Minute stellen, so daß auch in diesem Falle eine nicht zu beseitigende Differenz übrig bleibt.

Es ist daher im vorliegenden Falle unmöglich, mit einer Turbine mit zwei Schaufelkränzen den gestellten Anforderungen Genüge zu leisten, und wir haben daher den Versuch zu machen, wie die Sache sich bei Anwendung dreier Schaufelkränze verhalten wird.

Wir fügen daher der obigen Turbine mit zwei Kränzen noch einen dritten innerhalb der beiden andern bei und geben demselben eine solche Breite, daß er bei gleicher Schaufelzahl und gleicher normaler Weite der Leitcanäle wie der mittlere Kranz mit dem letztern zusammen beim kleinsten Gefälle die ganze Wassermenge consumirt.

Fig. 3, Tafel 21 zeigt die Dimensionen und die Anordnung dieser Turbine. Der innerste Kranz erhält 24 Schaufeln, 39 Millimeter totale normale Weite und 100 Millimeter Breite der Leitcanäle und haben beide innern Kränze zusammen 0,380 Quadratmeter A.

Der mittlere Durchmesser beider zusammenarbeitenden innern Kränze ist 1,110 Meter und die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen wird bei $v = 2{,}731$ Metern gleich

$$\frac{60 \times 2{,}731}{3{,}14 \times 1{,}110} = 47.$$

Es arbeiten also nun bei der so angeordneten Turbine

I. bei $h = 2{,}400$ Meter der äußere Kranz mit 44,3 Revol.
II. bei $h = 1{,}500$ Meter der mittlere Kranz mit 49,7 Revol.
III. bei $h = 0{,}900$ Meter die beiden innern Kränze mit 47 Revol.

Damit wäre somit eine ganz ordentliche Uebereinstimmung in die vortheilhaftesten Umdrehungszahlen bei den verschiedenen Gefällen gebracht; denn weil die Turbinen in der Nähe der vortheilhaftesten Geschwindigkeit gegen eine mäßige Veränderung derselben nicht empfindlich sind, so wird der vorliegende Motor (nach Fig. 3, Tafel 21) mit einer Anzahl Umdrehungen, welche die Mitte zwischen den obigen hält, oder mit 47 Umdrehungen per Minute recht vortheilhaft arbeiten.

Wir werden später die Art und Weise, wie die Nutzleistung einer Turbine mit der Veränderung der vortheilhaftesten Umdrehungszahl abnimmt, an der Hand ausgeführter Bremsversuche einläßlich erörtern, vorläufig mag hier nur noch erwähnt werden, daß nach diesen Versuchen in Uebereinstimmung mit der Theorie die Geschwindigkeit einer Turbine um 6 bis 8 Procente von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit abweichen darf, ohne daß sich die Nutzleistung der Turbine (das Güteverhältniß) um mehr als 1 bis $1\frac{1}{4}$ Procente vermindert.

Der Unterschied in der Leistung der vorliegenden Turbine wegen nur annähernder Einhaltung der richtigen (vortheilhaftesten) Umdrehungs-

zahl wird daher nicht über ein Procent betragen und kann somit vollständig vernachlässigt werden, und zwar umsomehr, als beim kleinsten Gefälle, wo die Wasserkraft am sorgfältigsten ausgenützt werden soll, die Geschwindigkeit genau gleich der vortheilhaftesten und der Verlust von circa 1 Procent wegen abweichender Umdrehungszahl in diesem Falle also nicht vorhanden ist.

Beispiel 5.

Es sei eine Jonval-Turbine für eine unveränderliche Wassermenge von 800 Litern per Secunde und ein Gefälle von 9,000 Metern zu construiren.

Eine Jonval-Turbine ist für eine Wasserkraft dieser Art nur dann anwendbar, wenn das Wasserquantum niemals kleiner wird als das benöthigte; wenn ferner die von der Turbine entwickelte Kraftleistung durch eine Einlaufschütze regulirt werden kann. Bei veränderlicher Wassermenge ist eine Girard-Turbine hier unbedingt vorzuziehn.

Wenn dagegen der Motor baulicher Schwierigkeiten wegen nicht unmittelbar am Unterwasserspiegel angebracht werden kann oder wenn das Gefälle durch Sinken und Steigen des Unterwasserspiegels veränderlich ist, die Wasserkraft aber in allen Fällen möglichst sorgfältig ausgenützt werden soll, so kann nur eine Jonval-Turbine angewendet werden.

Die letztere wird dann in zugänglicher Höhe, aber immerhin möglichst nahe dem Unterwasserspiegel aufgestellt und mit einem jederzeit ins Unterwasser eintauchenden Saugrohre versehn.

Zur Berechnung der Turbine hat man zunächst

$$\sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}6 \times 9} = 13{,}290 \text{ Meter}$$

und es wird

a) Die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus dem Leitrade ausfließt

$$U = 0{,}676\sqrt{2gh} = 0{,}676 \times 13{,}29 = 8{,}984 \text{ Meter.}$$

b) Die Summe der sämmtlichen Ausflußquerschnitte des Leitrades

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{0{,}800}{8{,}98} = 0{,}0891 \text{ Quadratmeter.}$$

Die Turbine gehört daher in die Kategorie III. des § 34 und es wird

c) Der mittlere Durchmesser der Turbine

$$D = 3{,}5\sqrt{\Delta} = 3{,}5\sqrt{0{,}0891} = 1{,}043 \text{ Meter.}$$

Hiefür wählt man die runde Zahl von 1,000 Meter.

d) Den Winkel a wählen wir

$$a = 15^0$$

und wie immer $\beta = 90^0$.

e) Die Schaufeltheilung wählen wir zu circa 120 Millimeter und es wird daher die Schaufelzahl

$$i = \frac{3{,}1416 \times 1{,}000}{120} = 26{,}18,$$

wofür man wählt $i = 26$, so daß sich die wirkliche Schaufeltheilung ergiebt zu

$$t = \frac{3{,}1416 \times 1{,}000}{26} = 120{,}76 \text{ Millimeter.}$$

f) Die normale Weite s eines Leitcanales findet man, wenn man erwägt, daß

s + die Schaufeldicke gleich ist dem Werth sin a × Schaufeltheilung oder

s + Schaufeldicke $= 120{,}76 \times 0{,}2588 = 31{,}25$ Millimeter.

Die Schaufeldicke wählen wir zu $7\frac{1}{4}$ Millimeter und es ist daher die totale normale Weite s

$$s = 31{,}25 - 7{,}25 = 24 \text{ Millimeter,}$$

welche das Leitrad wirklich erhält.

Davon ist aber zur Berechnung der erforderlichen Radbreite nach § 17 noch die Verengung durch die Radschaufelstöße abzurechnen. Diese Verengung ist bei einer obern Radschaufeldicke von 8 Millimeter nach § 17 gleich

$$8 \times \sin a = 8 \times 0{,}2588 = 2 \text{ Millimeter.}$$

Es ist also die wirkliche freie Weite s eines Leitcanales (welche für den Ausfluß des Wassers statt der ganzen Weite s in Rechnung kommt) gleich

$$24 - 2 = 22 \text{ Millimeter.}$$

g) Die Breite der Leitcanäle ergiebt sich nun leicht zu

$$b = \frac{\Delta}{s \times \text{Anzahl Canäle}} = \frac{0{,}0891}{0{,}022 \times 26} = 0{,}1557 \text{ Meter,}$$

abgerundet auf 156 Millimeter.

h) Die relative Geschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, ergiebt sich zu

$$u = U \sin a = 8{,}984 \times 0{,}2588 = 2{,}301 \text{ Meter.}$$

i) Der Spaltenüberdruck ergiebt sich für den Fall, wo die Spalte in der Höhe des Unterwasserspiegels liegt, zu

$$0{,}924\,h - \frac{U^2}{2g} = (0{,}924 \times 9) - \frac{8{,}984^2}{19{,}6} = 4{,}21 \text{ Meter.}$$

Wenn dagegen die Turbine so hoch über dem Unterwasser aufgestellt wird, daß die Spalte sich h_2 Meter über dem Unterwasser befindet, so wird der Spalten-Ueberdruck gleich

$$(0{,}924\,h) - h_2 - \frac{U^2}{2g}$$

und z. B. bei einer Höhe h_2 von $2^1/_2$ Metern gleich

$$(0{,}924 \times 9) - 2^1/_2 - \frac{8{,}984^2}{19{,}6} = 1{,}710 \text{ Meter.}$$

Will man die Sache ganz genau nehmen, so ist die Saughöhe h_2 um die Widerstandshöhe zu vermindern, welche den Nebenhindernissen beim Durchfluß des Wassers durch das Laufrad und das Ablaufrohr entspricht.

Da diese Widerstandshöhe nach § 29 gleich ist derjenigen für das Leitrad, so erhält h_2 den Coefficienten $h_2 = 0{,}924$ und es lautet die obige Formel

$$0{,}924\,(h - h_2) - \frac{U^2}{2g}$$

und es wird der oben erwähnte Ueberdruck = 1,891 Meter.

k) Die Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Laufradcanälen wird

$$0{,}88\,h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = (0{,}88 \times 9) - \frac{8{,}984^2}{19{,}6} + \frac{2{,}301^2}{19{,}6} = 4{,}09 \text{ Meter.}$$

l) Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich aus obiger Druckhöhe zu

$$u_1 = \sqrt{19{,}6 \times 4{,}09} = 8{,}95 \text{ Meter.}$$

m) Die Breite der Laufradcanäle im Licht wird

$$b_1 = b + 10 = 156 + 10 = 166 \text{ Millimeter.}$$

n) Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist bei am Unterwasserspiegel liegender Spalte $4^1/_2$ Procent kleiner als Q oder gleich

$$Q - 0{,}045\,Q = 800 - 36 = 764 \text{ Liter.}$$

o) Die Summe der sämmtlichen Ausflußquerschnitte des Laufrades wird

$$\Delta = \frac{0{,}764}{8{,}95} = 0{,}0853 \text{ Quadratmeter.}$$

p) Die normale Weite der Laufradcanäle an der Austrittstelle ergiebt sich Δ, b und i zu

$$s_1 = \frac{0{,}0853}{26 \times 0{,}166} = 0{,}0197 \text{ Meter} = \text{abgerundet auf 20 Millimeter.}$$

Erhält das Laufrad nach § 16 eine Schaufel und somit einen Canal mehr, also deren 27 statt 26, so wird s_1 dementsprechend kleiner.

q) Den Winkel y findet man durch die Erwägung, daß die Schaufeltheilung t_1 des Laufrades multiplicirt mit dem Sinus des Winkels y gleich ist der Weite s_1 + eine Schaufeldicke. Ist daher letztere 7 Millimeter, so ist

$$20 + 7 = t_1 \sin y = 120{,}76 \sin y.$$

Es ist daher

$$\sin y = \frac{27}{120{,}76} = 0{,}2235,$$

welchem Sinus sehr nahe Winkel $y = 13°$ entspricht.

r) Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v ist

$$v = U \cos a = 8{,}984 \times 0{,}966 = 8{,}678 \text{ Meter} \quad \text{oder} \quad 0{,}653 \sqrt{2gh}.$$

Will man es sehr genau nehmen, so ist noch der beste Werth von v für die untere Radebene zu berücksichtigen.

Dieser ist

$$v = u_1 \cos y = 8{,}95 \times 0{,}974 = 8{,}717 \text{ Meter}$$

und man nimmt daher das arithmetische Mittel dieser beiden vortheilhaftesten obern und untern Geschwindigkeiten oder

$$v = \frac{U \cos a + u_1 \cos y}{2} = \frac{8{,}678 + 8{,}717}{2} = 8{,}697 \text{ Meter}.$$

s) Die Anzahl Umdrehungen der Turbine in einer Minute wird

$$\frac{60\,v}{\text{mittlern Radumfang}} \quad \text{oder} \quad \frac{60 \times 8{,}697}{3{,}1416} = 166.$$

t) Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser parallel der Achse die Turbine verläßt, ergiebt sich aus u_1 und y zu $w = u_1 \sin y = 8{,}95 \times 0{,}225 = 2{,}013$ Meter.

Dieser Werth ist $= \frac{\sqrt{2gh}}{6{,}6}$ und es ist daher bei der vorliegenden Turbine der Austrittverlust gleich $\frac{1}{6{,}6 \times 6{,}6} = \frac{1}{43}$ des totalen Effectes.

§ 36.

Bemerkungen über die vorstehenden Regeln zur Construction der Jonval-Turbinen.

Die in verschiedenen Lehrbüchern vorhandenen Regeln über die Construction der Jonval-Turbinen weichen so sehr sowohl von einander als auch meistentheils von den Resultaten, die wir oben erhalten, ab, daß es nothwendig ist, über diesen Punkt noch einige Bemerkungen einzuschalten.

Es ist bereits in § 13 darauf hingewiesen worden, daß die Winkel α und β des Schaufelapparates einer Jonval-Turbine innerhalb sehr weiter Grenzen willkürlich gewählt werden können, d. h. daß die Nutzleistung einer solchen Turbine theoretisch unabhängig von dem angewendeten Reactionsgrade ist.

Es ist aus diesem Grunde ganz begreiflich, daß man vom theoretischen Standpunkte aus, d. h. so lange man die Nebenhindernisse nicht berücksichtigt, mannigfaltig von einander abweichende Regeln über die Construction des Schaufelapparates aufstellen kann, welche sämmtlich vollkommen richtig sind.

Bei näherer Betrachtung der Sache, d. h. bei gehöriger Berücksichtigung der Nebenhindernisse, aber findet man, daß diese theoretisch vorhandene Willkür in ziemlich enge Grenzen eingeschlossen wird.

Es liegt nämlich auf der Hand, daß diejenigen Winkelverhältnisse des Schaufelapparates die besten sind, bei welchen einerseits die Summe der sämmtlichen Nebenhindernisse oder Arbeitsverluste am kleinsten wird und welche eine möglichst geringe Empfindlichkeit der Turbine gegen Abweichungen von der vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit zur Folge haben.

Die Reibungsverluste an und für sich allein betrachtet, sowie die Stoßverluste an den Schaufelkanten werden um so kleiner ausfallen, je geringer die mittlere Durchflußgeschwindigkeit des Wassers durch die Turbine ist, und zwar sind diese beiden Verluste nach allen vorliegenden Erfahrungsresultaten über die Reibung des Wassers ungefähr dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeit proportional. Man bemerke dieses „Ungefähr".

Diejenigen Winkelverhältnisse, bei welchen die mittlere Durchflußgeschwindigkeit in beiden Rädern die kleinste ist, werden somit hinsichtlich der Reibungs- und Stoßverluste die vortheilhaftesten sein.

Die mittlere Durchflußgeschwindigkeit fällt aber für einen gegebenen Werth von w dann am kleinsten aus, wenn die Summe der Quadrate der Ausflußgeschwindigkeiten U und u_1 ein Minimum wird.

Dieß ist aber dann der Fall (wie man sich durch probeweises Verfahren am leichtesten überzeugen kann), wenn die Richtung der relativen Geschwindigkeit u senkrecht auf der absoluten Eintrittrichtung U des Wassers steht, oder wenn

$$\beta = 90^0 - a$$

ist. Dieß würde somit hinsichtlich der Reibung und der Wasserstöße das beste Winkelverhältniß sein.

Weniger aber ist dieß hinsichtlich der oben erwähnten Empfindlichkeit der Turbine gegen Geschwindigkeitsänderungen der Fall.

Diese Empfindlichkeit fällt naturgemäß dann am kleinsten aus, wenn u ein Minimum wird, und dieß ist dann der Fall, wenn

$$\beta = 90^0 - \tfrac{1}{2}a \quad \text{oder} \quad U = v$$

ist. Ebenso fällt für dieses Winkelverhältniß der Stoßverlust an den Radschaufelkanten am kleinsten aus.

Berechnet man nun aber den Unterschied zwischen den Reibungs- und Stoßverlusten für verschiedene Werthe von β und zwar für

a) $\beta = 90^0$; b) $\beta = 90^0 - a$; c) $\beta = 90^0 - \tfrac{1}{2}a$,

so findet man, daß diese Differenz zwischen a) und b) höchstens 1 Procent des totalen Effectes der Wasserkraft beträgt, d. h. daß eine Jonval-Turbine bei $\beta = 90^0$ ein Procent mehr Reibungsverluste hat als bei $\beta = 90^0 a$.

Dagegen findet man wieder, daß bei $\beta = 90^0$ dem größern Reibungsverlust ein kleinerer Spaltenverlust gegenübersteht, so daß es hinsichtlich der totalen Verlustsumme gänzlich gleichgültig ist, welchen Werth zwischen $\beta = 90^0$ und $\beta = 90^0 - a$ der Winkel β erhält.

Dieß im Verein mit den in § 13 (Seite 77) angegebenen Gründen berechtigt zu der Annahme, daß der vom Verfasser den Constructionsregeln der beiden vorigen Paragraphen zu Grund gelegte Werth

$$\beta = 90^0$$

für Jonval-Turbinen insofern der passendste ist, als durch kein anderes Winkelverhältniß ein besseres Resultat erreichbar ist, derselbe eine gleiche Beschaufelung beider Räder gestattet und mittlere Werthe der Reaction, des Ueberdruckes und der Schaufelkrümmung im Gefolge hat.

§ 37.

Berechnung der Jonval-Turbinen nach andern Constructions-Verhältnissen.

Soll aus irgend welchen Gründen eine Jonval-Turbine nicht nach dem vom Verfasser adoptirten, sondern nach irgend einem andern Winkelverhältnisse oder mit anderem Reactionsgrade construirt werden, so ist der Gang der Berechnung folgender:

Nach Festsetzung des Winkelverhältnisses innerhalb der in § 12 angegebenen Grenzen und unter Berücksichtigung des in § 20 Erwähnten besteht die erste und schwierigste Aufgabe darin, die richtige Geschwindigkeit ausfindig zu machen, mit welcher das Wasser aus dem Leitapparate ausfließen soll, damit bei gehöriger Berücksichtigung aller Nebenhindernisse den Bedingungen des § 10 Seite 66 entsprochen wird.

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w, mit welcher das Wasser die Turbine verläßt, wird nämlich bei einem gegebenen Winkel y und einer bestimmten Geschwindigkeit u_1 dann am kleinsten, wenn die Richtung dieses Wasseraustrittes senkrecht auf die untere Radebene, d. h. parallel der Turbinenachse gerichtet ist. Hievon kann man sich sowohl durch Rechnung als auch durch die bloße Anschauung von Fig. 11, Tafel 3 leicht überzeugen, denn es fällt eine von dem Punkt w und der untern Radebene begrenzte Linie dann am kürzesten aus, wenn dieselbe senkrecht auf der Radebene steht.

Wollte man die richtige Ausflußgeschwindigkeit U direct auf theoretischem Wege aufsuchen, so würde man trotz aller Abkürzungen und Annäherungen zu so weitschweifigen Entwicklungen gelangen, daß dieselben gänzlich unbrauchbar würden, und es ist somit hier nur der Weg des Versuchens zu befolgen, obwohl derselbe von den gestrengen Herren der papiernen Welt mitleidig belächelt und von heißspornigen Recensenten „heruntergemacht" wird.

Der theoretische Werth dieser Ausflußgeschwindigkeit ist annähernd leicht analytisch herauszufinden, wenn man die Nebenhindernisse nicht berücksichtigt; der wirklich richtige Werth dagegen kann nur durch versuchsweises Verfahren ermittelt werden, wenn man alle Nebenhindernisse berücksichtigen will.

Beispiel über die Berechnung der richtigen Geschwindigkeitsverhältnisse für einen beliebigen Reactionsgrad.

Es sei eine Turbine so zu construiren, daß $a + \beta = 90^0$ oder $\beta = 90^0 - a$ ist.

Man bestimmt zuerst entweder auf dem Wege des Probirens oder mit Hülfe des algebraischen Ausdruckes 13) des § 11 (Seite 71) einen ersten angenäherten theoretischen Werth von U nach der Formel

$$U = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}}$$

oder für $a + \beta = 90^0$

$$U = \sqrt{g h};$$

denn es wird für diesen Fall $\frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)} = 1$.

In Bruchtheilen des Werthes $\sqrt{2 g h}$ ausgedrückt, wird somit

$$U = \frac{1}{1{,}414} \sqrt{2 g h} = 0{,}707 \sqrt{2 g h}.$$

Dieß ist der erste angenäherte theoretische Werth von U.

In Berücksichtigung der Nebenhindernisse ist dieser Werth nach § 29 mit 0,924 zu multipliciren, d. h. es ist der erste angenäherte effective Werth von U

$$U = 0{,}924 \times 0{,}707 \sqrt{2 g h} = 0{,}653 \sqrt{2 g h}.$$

Bei einem Gefälle von $4^1/_2$ Metern wird z. B.

$$U = 0{,}653 \sqrt{19{,}61 \times 4{,}5} = 6{,}135 \text{ Meter}.$$

Es wird ferner bei einem Werth von $a = 16^0$ und $\beta = 74^0$ die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit

$$v = U \frac{1}{\sin \beta} = 6{,}135 \frac{1}{0{,}961} = 6{,}384 \text{ Meter} = 0{,}68 \sqrt{2 g h}.$$

Die relative Geschwindigkeit u ist

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 6{,}135 \frac{0{,}275}{0{,}961} = 1{,}755 \text{ Meter}.$$

Die effective Druckhöhe für u_1 wird nach § 30 gleich

$$0{,}88\, h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = 0{,}88 \times 4{,}5 - \frac{6{,}135^2}{19{,}61} + \frac{1{,}755^2}{19{,}61} =$$
$$= 2{,}197 \text{ Meter}.$$

Die effective relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 selbst wird

$$u_1 = \sqrt{19{,}6 \times 2{,}197} = 6{,}56 \text{ Meter} \quad \text{oder} \quad 0{,}698 \sqrt{2 g h}.$$

Dieß sind die ersten angenäherten Werthe von U, v, u und u_1.

Um nun zu sehn, inwieweit diese Werthe den Bedingungen des § 10 entsprechen, hat man zu berücksichtigen, daß in Folge des größern Werthes von u_1 gegenüber U, der um etwa 10 Millimeter größern

Breite des Laufrades gegenüber dem Leitrade und in Folge des Wasserverlustes durch den Spalt die normale Weite s_1 der Laufradcanäle am Austritt und daher auch der Winkel y kleiner wird als a, und zwar (laut Rechnung oder laut Construction oder durch Probiren ermittelt) um nahezu 2 Grade, so daß also

$$y = a^0 - 2^0 = 14^0.$$

Da nun die absolute Geschwindigkeit w senkrecht auf die untere Radebene gerichtet sein muß, so sollte sein

$$u_1 = v \frac{1}{\sin(90^0 - y)} = 6{,}384 \frac{1}{\sin 76^0} = \frac{6{,}384}{0{,}970} = 6{,}581 \text{ Meter.}$$

Zufällig stimmen nun die beiden erhaltenen Werthe $u_1 = 6{,}581$ Meter und 6,56 Meter so vollkommen mit einander überein, daß eine Wiederholung der Rechnung nicht nothwendig ist, die sämmtlichen erhaltenen Werthe also die endgültig richtigen sind.

Wäre letzteres nicht der Fall und hätte z. B. die Formel $u_1 = v \frac{1}{\sin(90^0 - y)}$ einen zu großen Werth geliefert, so müßte man die Rechnung wiederholen, indem man für U einen etwas kleinern Werth setzt, wodurch der Ueberdruck und somit auch u_1 vermehrt wird. Im umgekehrten Fall hätte man bei Wiederholung der Rechnung für U einen etwas größern Werth zu setzen; denn je kleiner U wird, desto größer wird u_1 und umgekehrt. (Man vergleiche § 14.)

Aehnlich wie vorstehend hat man bei Aufsuchung der richtigen Geschwindigkeitsverhältnisse für jedes andere Winkelverhältniß resp. Reactionsgrad zu verfahren und obwohl weitere Beispiele hierüber nicht durchaus nothwendig sein dürften, weil aus den in § 36 aufgeführten Gründen andere Werthe als

$$\beta = 90^0; \quad a + \beta = 90^0 \quad \text{und} \quad \beta = 90^0 - \tfrac{1}{2}a$$

in der Regel keine Anwendung in der Praxis finden (außer da, wo es sich um sogenannte Grenzturbinen handelt, die wir später besonders betrachten werden), sollen dennoch im Nachfolgenden einige Beispiele über specielle Berechnungen folgen.

§ 38.

Beispiele über die Berechnung von Jonval-Turbinen mit verschiedenen Winkelverhältnissen.

I. Es soll eine Jonval-Turbine mit dem Winkelverhältniß $\beta = 90^0 - a$ für ein constantes Gefälle von 3,600 Meter und eine

veränderliche Wassermenge von 2000 bis 3600 Litern per Secunde construirt werden und es wird besonderes Gewicht darauf gelegt, daß die Wasserkraft beim kleinen Wasserstande aufs Sorgfältigste ausgenützt werde.

Die Turbine ist in der Größe für 3600 Liter zu construiren und man hat zunächst $\sqrt{2gh} = 8{,}404$ Meter.

Nach § 37 wird nun

Die Ausflußgeschwindigkeit U des Wassers aus dem Leitrade

$$U = 0{,}65\sqrt{2gh} = 5{,}462 \text{ Meter.}$$

Die Summe Δ der Austrittquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{3{,}600}{5{,}462} = 0{,}6590 \text{ Meter.}$$

Der mittlere Durchmesser der Turbine würde

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{0{,}659} = 2{,}025 \text{ Meter}$$

oder abgerundet 2,000 Meter.

Auf besondern Wunsch des Bestellers soll der Durchmesser D aber 2,500 Meter betragen, um eine geringere Kranzbreite zu erhalten, bei welcher die Geschwindigkeiten der innern und äußern Wasserfäden weniger differiren.

Die Schaufeltheilung sei ungefähr 180 Millimeter und somit die Schaufelzahl $i = \frac{3{,}14 \times 2{,}5}{44} = 43{,}6$, wofür man 44 nimmt. Die genaue Theilung wird somit

$$t = \frac{3{,}14 \times 2{,}5}{180} = 178\,{}^1/_2 \text{ Millimeter.}$$

Die Schaufelwinkel wählen wir $a = 16°$ und somit, da $a + \beta = 90$ oder $\beta = 90 - a$ sein soll, wird

$$\beta = 74°.$$

Die normale Weite s der Leitcanäle ergiebt sich, wenn man erwägt, daß

$$s + \text{Schaufeldicke} = t \sin a = 178{,}5 \times 0{,}275 = 49 \text{ Millimeter.}$$

Die untere Dicke der Schaufeln wird bei einer Turbine dieser Größe = 9 Millimeter, und es wird somit die totale Weite

$$s = 49 - 9 = 40 \text{ Millimeter,}$$

welche Weite die Leitcanäle an der Austrittstelle wirklich erhalten.

Für die Berechnung der übrigen Dimensionen ist hievon noch die Verengung durch die Radschaufelstöße abzuziehn, welche bei 9 Millimeter oberer Radschaufeldicke (in der Spaltenebene gemessen) gleich ist

$$9 \sin a = 9 \times 0{,}275 = 2{,}47 = \text{rund } 2\,^1/_2 \text{ Millimeter.}$$

Die für den Ausfluß des Wassers maßgebende wirklich freie normale Weite ist somit $= 40 - 2\,^1/_2 = 37\,^1/_2$ Millimeter.

Die Umfangsgeschwindigkeit v ist nach § 37

$$v = U \frac{1}{\sin \beta} = 5{,}462 \frac{1}{0{,}961} = 5{,}683 \text{ Meter.}$$

Die relative Eintrittgeschwindigkeit u wird

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 5{,}462 \frac{0{,}275}{0{,}961} = 1{,}563 \text{ Meter.}$$

Der Spaltenüberdruck wird, da die Spalte nicht in der Höhe des Unterwasserspiegels, sondern 1,500 Meter über derselben liegt,

$$= 0{,}924\,h - \frac{U^2}{2g} - 1{,}5 = 0{,}924 \times 3{,}6 - \frac{5{,}462^2}{19{,}61} - 1{,}5 =$$

$$= 1{,}521 \text{ Meter} - 1{,}5 = 0{,}021 \text{ Meter.}$$

Die Leitradbreite b wird

$$b = \frac{\Delta}{\text{freie Weite s} \times \text{Anzahl Canäle}} = \frac{0{,}659}{44 \times 0{,}0375} = 0{,}3994 \text{ Meter}$$

$$= \text{rund } 400 \text{ Millimeter.}$$

Die Druckhöhe für u_1 wird gleich

$$0{,}88\,h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = (0{,}88 \times 3{,}60) - \frac{5{,}462^2}{19{,}61} + \frac{1{,}563^2}{19{,}61} =$$

$$= 1{,}771 \text{ Meter.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich aus obiger Druckhöhe zu

$$u_1 = \sqrt{2g \times 1{,}771} = 5{,}90 \text{ Meter.}$$

Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist in Folge des verschwindend kleinen Spaltenüberdruckes gleich dem totalen Wasserquantum Q, also gleich 3600 Liter und es wird daher

Die Summe Δ_1 der Ausflußquerschnitte des Laufrades

$$\Delta_1 = \frac{3{,}600}{5{,}900} = 0{,}6101 \text{ Meter.}$$

Die Breite der Laufradcanäle ist gleich

$$b + 10 = 400 + 10 = 410 \text{ Millimeter.}$$

Die normale Weite s_1 der Laufradcanäle ist $= \frac{\Delta}{i_1 \times b_1}$, und da das Laufrad nach § 16 eine Schaufel mehr erhalten sollte als das Leitrad, ist $i_1 = 45$ und $t_1 = \frac{3{,}14 \times 2{,}5}{45} = 174\frac{1}{2}$ Millimeter.

Es wird also zunächst

$$s_1 = \frac{0{,}6101}{45 \times 0{,}410} = 0{,}033 \text{ Meter.}$$

Nun ist

$$\text{Schaufeldicke} + s_1 = t_1 \sin y$$

oder bei 9 Millimeter Schaufeldicke

$$33 + = 9\,174{,}5 \sin y.$$

Daher wird

$$\sin y = \frac{42}{174{,}5} = 0{,}240,$$

welchem Sinus der Winkel 14° entspricht.

Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine ist

$$\frac{60\,v}{\pi D} = \frac{60 \times 5{,}683}{3{,}1416 \times 2{,}50} = 43{,}4 \text{ pro Minute.}$$

Die Nutzleistung der Turbine bei voller Beaufschlagung ist auf 75 Procent zu rechnen, wird also bei 3600 Liter Wasser per Secunde =

$$N_n \text{ à } 75 \text{ Procent} = 10\,Qh = 36 \times 3{,}6 = 129{,}6 \text{ Pferde}$$

oder rund 130 Pferde.

Die Turbine muß indessen erfahrungsmäßig mit äußerster Sorgfalt ausgeführt und montirt werden, wenn sie thatsächlich dieses Ergebniß liefern soll.

Weil die Turbine ferner namentlich bei Niederwasser möglichst vortheilhaft wirken soll, dieß aber bei einer Jonval-Turbine nur dann möglich ist, wenn sie voll beaufschlagt wird, so wird man die Breite der Canäle in zwei Schaufelkränze abtheilen, von welchen der eine gerade 2000 Liter Wasser consumirt.

Es wird sonach die Breite dieses letztern Kranzes (ob der innere oder äußere hiezu gewählt wird, ist gleichgültig) gleich

$$b \times \frac{2000}{3600} = 400 \times \frac{20}{36} = 222 \text{ Millimeter für das Leitrad.}$$

Die Breite des andern Kranzes, welcher am besten mit verticalen Schiebern zum Reguliren versehn wird, wird daher

$$400 - 222 = 178 \text{ Millimeter.}$$

Anmerkung. Die Kranzbreite kann der zu consumirenden Wassermenge proportional gesetzt werden, weil die normale Weite der Radcanäle am innern und äußern Umfange um nicht mehr als 1 Millimeter

differirt, indem nach innen zwar die Theilung kleiner, aber der Schaufelwinkel auch steiler wird.

II. Für ein zwischen 0,900 Meter und 1,100 Meter variirendes Gefälle und eine beliebig große Wassermenge soll eine Jonval-Turbine erstellt werden, welche eine Kraft von 13 Pferden entwickelt, und zwar bei jedem Gefälle zwischen 0,90 und 1,10 Meter. Das Winkelverhältniß soll sein $a + \beta = 90°$.

Die Turbine ist für das kleinste Gefälle zu construiren und erfordert eine Wassermenge per Secunde von

$$Q = \frac{N_n}{y \times 13{,}33\, h},$$

wobei y den Wirkungsgrad bezeichnet, den wir zu 72 Procent annehmen wollen.

Es ist daher

$$Q = \frac{13}{0{,}72 \times 13{,}33 \times 0{,}9} = 1{,}500 \text{ Kubikmeter.}$$

Es ist nun zunächst $\sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}61 \times 0{,}90} = 4{,}202$ Meter.

Die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade wird

$$U = 0{,}65 \sqrt{2gh} = 0{,}65 \times 4{,}202 = 2{,}731 \text{ Meter.}$$

Die Summe Δ sämmtlicher Ausflußquerschnitte des Leitrades ist

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{1{,}500}{2{,}731} = 0{,}5492 \text{ Quadratmeter.}$$

Der mittlere Durchmesser D der Turbine wird

$$D = 2{,}5 \sqrt{\Delta} = 2{,}5 \sqrt{0{,}5492} = 1{,}850 \text{ Meter.}$$

Die Schaufeltheilung des Leitrades nehmen wir zu 220 Millimeter an und es wird daher die

Anzahl Schaufeln des Leitrades

$$i = \frac{3{,}14 \times 1850}{220} = \frac{5812}{220} = 26{,}4,$$

wofür man 26 nimmt, so daß die wirkliche Theilung

$$t = \frac{5812}{26} = 223\,{}^1/_2 \text{ Millimeter.}$$

Winkel a nehmen wir an zu 17° und es wird daher

Winkel $\beta = 90 - 17 = 73°$.

Die normale Weite s der Leitcanäle ergiebt sich aus dem Umstande, daß

s + Schaufeldicke = t sin a = 223,5 × 0,292 = 65,26 Millimeter.

Die Schaufeldicke nehme man hier = 9,26 Millimeter, so daß s = 56 Millimeter wird, welche Weite die Canäle wirklich erhalten.

Die Verengung der normalen Weite durch die Laufrad-Schaufelfüße ist bei einer in der Spaltenebene gemessenen Dicke derselben von 10 Millimeter $= 10 \sin a = 10 \times 0{,}292 = 2{,}92$ oder rund 3 Millimeter.

Der freie Theil von s ist daher 53 Millimeter.

Die Breite b der Leitcanäle ist

$$b = \frac{\Delta}{i \times \text{freier Theil von s}} = \frac{\Delta}{53 \times 26} = 0{,}3985 \text{ Meter.}$$

Der Spaltenüberdruck ist

$$(0{,}924\,h) - \frac{U^2}{2g} = (0{,}924 \times 0{,}900) - \frac{2{,}731^2}{19{,}61} = 0{,}451 \text{ Meter} = \frac{1}{2}\,h.$$

Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v wird

$$v = U \frac{1}{\sin \beta} = 2{,}731 \frac{1}{0{,}956} = 2{,}856 \text{ Meter} = 0{,}679 \sqrt{2gh}.$$

Die relative Eintrittgeschwindigkeit u ist

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 2{,}731 \frac{0{,}292}{0{,}956} = 0{,}834 \text{ Meter.}$$

Die Druckhöhe für u_1 wird

$$0{,}88\,h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = (0{,}88 \times 0{,}90) - \frac{2{,}731^2}{19{,}61} + \frac{0{,}834^2}{19{,}61} =$$

$$= 0{,}447 \text{ Meter.}$$

Die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 selbst wird

$$\sqrt{2g \times 0{,}447} = 2{,}96 \text{ Meter} = 0{,}70 \sqrt{2gh}.$$

Die Wassermenge Q_1, welche durch das Laufrad fließt, ist in Folge des Spaltenverlustes um $4\frac{1}{2}$ Procent kleiner als Q oder

$$Q_1 = Q - 0{,}045\,Q = 1500 - 67 = 1433 \text{ Liter.}$$

Die Summe Δ_1 sämmtlicher Austrittquerschnitte des Laufrades wird somit

$$\Delta_1 = \frac{Q_1}{u_1} = \frac{1{,}433}{2{,}960} = 0{,}4841 \text{ Quadratmeter.}$$

Die Breite b_1 der Leitcanäle ist gleich

$$b + 10 = 408 \text{ Millimeter.}$$

Die Anzahl Schaufeln des Laufrades soll um 1 größer sein als diejenige des Leitrades, also $i_1 = 27$, und es wird daher die Schaufeltheilung

$$l_1 = \frac{5812}{27} = 215{,}2 \text{ Millimeter.}$$

Die normale Weite s_1 der Laufradcanäle an der Austrittſtelle ergiebt ſich nun zu

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{\text{Anzahl Canäle} \times b_1} = \frac{0{,}4841}{27 \times 0{,}408} = 0{,}0439.$$

oder rund $s_1 = 40$ Millimeter.

Der Austrittwinkel y. Die untere Schaufeldicke ſei 9 Millimeter, ſo iſt

$$s_1 + 9 = t_1 \sin y \quad \text{oder} \quad \sin y = \frac{44 + 9}{215{,}2} = 0{,}246.$$

Dieſem Sinus entſpricht Winkel $y = 14^1/_4{}^0$.

Controle über die Richtigkeit von u_1 und v.

Wir haben die relative Ausflußgeſchwindigkeit u_1 gefunden zu $u_1 = 2{,}96$ Meter.

Wenn nun die abſolute Ausflußrichtung axal (ſenkrecht zur untern Radebene) werden ſoll, ſo muß ſein

$$u_1 = v \frac{1}{\sin (90^0 - y)} = 2{,}856 \frac{1}{0{,}969} = 2{,}947 \text{ Meter.}$$

Dieſe beiden Werthe 2,947 und 2,960 ſtimmen aber ſo vollkommen genügend mit einander überein, daß die durchgeführte Rechnung richtig iſt.

Die vortheilhafteſte Umfangsgeſchwindigkeit der Turbine iſt in der vorſtehenden Berechnung für das kleinſte Gefälle von 0,90 Meter berechnet worden, was hier auch ganz am Platze iſt, indem zwar dieſe Geſchwindigkeit bei dem größern Gefälle nicht mehr ganz richtig, die von der Turbine entwickelte Kraft aber wegen der größern conſumirten Waſſermenge weſentlich größer iſt. Die Leiſtung der Turbine fällt daher beim größern Gefälle ungeachtet des Waſſer-Ein- und Austrittes mit etwelchem Stoße immer noch größer aus als beim kleinen Gefälle.

Die Aufſtellung der Turbine ſoll (wenn nicht beſondere locale Verhältniſſe eine Aenderung bedingen) in der Weiſe aufgeſtellt werden, daß das Laufrad beim größten Gefälle (tiefſten Unterwaſſerſtand) noch ins Waſſer eintaucht, ſo daß die Spalte in der Höhe des Unterwaſſerſpiegels liegt.

Sind dagegen die Localverhältniſſe derart, daß der Ablaufcanal und ſomit die Turbinenſtube ohne beſondere Abſchlußvorrichtung und ohne Auspumpen nicht entleert werden können, ſo iſt es allfälliger Reparaturen wegen empfehlenswerth, die Turbine in ſolcher Höhe über dem Unterwaſſerſpiegel aufzuſtellen, daß das Laufrad beim höchſten Waſſerſtande (kleinſten Gefälle) noch über dem Unterwaſſerſpiegel liegt, wobei die Turbine mit einem ins Unterwaſſer eintauchenden luftdichten Mantel zu umgeben iſt.

III. Turbine mit dem Winkelverhältnisse $\beta = 90^0 - 2a$ mit glatten Blechschaufeln.

Wir haben bei den bisherigen Beispielen für die verschiedenen Winkelverhältnisse zwischen $\beta = 90^0$ und $\beta = 90^0 - a$ dieselbe Größe der Reibungsverluste zu Grunde gelegt, da dieselben innerhalb dieser Grenzen nur äußerst wenig (nämlich nicht mehr als 1 Procent) differiren.

Da aber für das vorliegende Winkelverhältniß die Ausflußgeschwindigkeit U aus den Leitcanälen noch kleiner als in den vorhergehenden Fällen wird, die Blechschaufeln auch wesentlich glätter sind, so soll hier die kleine Abnahme der Reibungswiderstände berücksichtigt werden, um auch der Form Genüge zu leisten.

Es sei das Gefälle 3,600 Meter; die Wassermenge 3600 Liter per Secunde; die Nutzleistung à 75 Procente $= 129^1/_2$ oder rund 130 Pferde; $a = 16^0$; $\beta = 90^0 - 2a = 58^0$.

Es ist zunächst $\sqrt{2gh} = 8{,}404$ Meter.

Die theoretische Ausflußgeschwindigkeit U würde annähernd sein

$$U = \sqrt{gh \frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}} = \sqrt{9{,}81 \times 3{,}6 \frac{0{,}848}{0{,}961 \times 0{,}961}} =$$

$$= \sqrt{gh \times 0{,}918} = 0{,}649 \sqrt{2gh}.$$

Setzen wir hiefür in Berücksichtigung der Nebenhindernisse in erster Annäherung dem Gefühle nach

$$U = 0{,}62 \sqrt{2gh} = 0{,}62 \times 8{,}404 = 5{,}210 \text{ Meter}$$

und es wird:

Die Summe Δ der Ausflußquerschnitte des Leitrades

$$\Delta = \frac{Q}{U} = \frac{3{,}60}{5{,}21} = 0{,}6910 \text{ Quadratmeter.}$$

Der Durchmesser der Turbine sei aus denselben Gründen wie in Beispiel I. dieses Paragraphen D = 2,500 Meter.

Die Schaufelzahl sei 44 und die Theilung = 178,5 Millimeter.

Die normale Weite s. Es ist

$$s + \text{Schaufeldicke} = t \sin a = 178^1/_2 \times 0{,}275 = 49 \text{ Millimeter.}$$

Die Dicke der Schaufeln sei 9 Millimeter, so ergiebt sich s zu 40 Millimeter, welche Weite die Leitcanäle wirklich erhalten.

Um die wirklich freie Weite der Leitcanäle zu erhalten, hat man von s noch die Verengung durch die Radschaufelkanten abzuziehn, welche bei 9 Millimeter Schaufeldicke (auf der Spaltenebene gemessene Projection derselben) gleich ist $0{,}275 \times 9 = 2^1/_2$ Millimeter.

Die für den Ausfluß des Wassers allein in Rechnung kommende freie normale Weite der Leitcanäle ist somit

$$40 - 2^1/_2 = 37^1/_2 \text{ Millimeter.}$$

Die Breite der Leitcanäle wird nun

$$b = \frac{A}{i \times \text{freier Theil von s}} = \frac{0{,}6910}{44 \times 0{,}0375} = 0{,}418 \text{ Meter.}$$

Diese Breite wird in zwei Schaufelkränze abgetheilt, welche beide dieselbe Breite von 209 Millimeter erhalten, wenn nicht die Veränderlichkeit der Wassermenge eine andere Abtheilung der totalen Breite (man sehe in den frühern Beispielen) bedingt.

Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit (am mittlern Radumfange vom Durchmesser D) wird nach den Beziehungen im schiefwinkligen Dreiecke

$$v = U \frac{\sin(180^0 - (a + \beta))}{\sin \beta} = 5{,}210 \frac{0{,}961}{0{,}848} = 5{,}903 \text{ Meter} =$$

$$= 0{,}702 \sqrt{2gh}.$$

Die relative Eintrittgeschwindigkeit u wird

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 5{,}21 \frac{0{,}275}{0{,}848} = 1{,}433 \text{ Meter.}$$

Die Druckhöhe für die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade wird nun in Anbetracht der glatten Blechschaufeln, resp. der kleinern Reibungswiderstände größer als in den frühern Beispielen, und zwar kann man hier, soweit dieß sich dem Gefühle nach schließen läßt (von einer Berechnung kann nicht die Rede sein), den in den frühern Beispielen laut § 30 angewendeten Widerstands-Coefficienten 0,91 h statt 0,88 h in Rechnung bringen.

Es wird demnach die Druckhöhe für $u_1 =$

$$0{,}91\,h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g} = 0{,}91 \times 3{,}60 - \frac{5{,}21^2}{19{,}6} + \frac{1{,}433^2}{19{,}6} = 1{,}996 \text{ Meter.}$$

Die Ausflußgeschwindigkeit u_1 wird nun

$$u_1 = \sqrt{19{,}6 \times 1{,}996} = 6{,}250 \text{ Meter} = 0{,}744 \sqrt{2gh}.$$

Die Breite der Laufradcanäle wird

$$b + 10 = 428 \text{ Millimeter.}$$

Die durch das Laufrad fließende Wassermenge ist um 4 Procent kleiner als Q oder

$$Q_1 = Q - 0{,}045\,Q = 3{,}600 - 0{,}045 \times 3{,}600 =$$

$$= 3{,}438 \text{ Liter per Secunde.}$$

Die Summe Δ_1 sämmtlicher Ausflußquerschnitte des Laufrades wird nun

$$\Delta_1 = \frac{3{,}438}{6{,}25} = 0{,}5500 \text{ Quadratmeter.}$$

Die Schaufelzahl i_1 des Laufrades soll um 1 größer sein als diejenige des Leitrades, also $i_1 = 45$.

Die Schaufeltheilung t_1 des Laufrades ist somit

$$t_1 = \frac{7854}{45} = 174{,}4 \text{ Millimeter.}$$

Die normale Weite s_1 der Laufradcanäle an der Austrittstelle ergiebt sich nun zu

$$s_1 = \frac{\Delta_1}{i_1 \times b_1} = \frac{0{,}5500}{45 \times 0{,}428} = 0{,}0285 \text{ Meter.}$$

Der Winkel y wird nun bestimmt aus s_1, t_1 und der untern Schaufeldicke, die wir zu 9 Millimeter annehmen. Es ist nämlich nach den Beziehungen im rechtwinkligen Dreiecke

$t_1 \sin y = s_1 +$ Schaufeldicke $= 28{,}5 + 9 = 37\,1/2$ Millimeter,

daraus folgt

$$\sin y = \frac{37{,}5}{174{,}4} = 0{,}215,$$

welchem Sinus der Winkel $y = 12\,1/2^\circ$ entspricht.

Controle der Richtigkeit der gemachten Annahme über den Werth von U.

Der zu Anfang der vorstehenden Berechnung angenommene Werth $U = 0{,}62\sqrt{2gh}$ und mit demselben alle berechneten Dimensionen und Größen sind nur dann richtig, wenn die absolute Ausflußrichtung w bei den erhaltenen Werthen von u_1 und v vertical zur untern Radebene wird.

Dieß ist nun aber nach den Beziehungen im rechtwinkligen Dreieck dann der Fall, wenn

$$u_1 \cos y = v$$

wird. Es ist nun

$$u_1 \cos y = 6{,}25 \times 0{,}976 = 6{,}100 \text{ Meter.}$$

Dagegen ist laut obiger Rechnung

$$v = 5{,}903 \text{ Meter.}$$

Diese beiden Werthe stimmen vollkommen genügend mit einander überein, da die Turbinen gegen 2 bis 3 Procent Aenderung der vor-

theilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit der Theorie und der Erfahrung gemäß völlig unempfindlich sind.

Würden die beiden Werthe v und $u_1 \cos y$ mehr von einander abweichen, so müßte die ganze obenstehende Berechnung wiederholt werden, indem man bei einem zu kleinen Werthe von $u_1 \cos y$ gegenüber v so lange einen kleinern Werth für U annimmt, bis $u_1 \cos y = v$ wird.

§ 38.

Schlußbetrachtung über die gegebenen Construktions-Verhältnisse.

1. Die gegebenen Regeln zur Berechnung der Jonval-Turbinen mit verschiedenen Reactionsgraden oder Winkelverhältnissen stützen sich vor allem auf die Bedingung, daß die Canäle des Laufrades oben und unten die nämliche Breite haben, also nicht etwa (wie bei den Girard-Turbinen) seitlich nach unten erweitert seien.

Wie bereits früher erwähnt, kann man auch bei den Jonval-Turbinen die seitliche Ausweitung anbringen, jedoch liegen hiefür keine Gründe vor, weil man bei denselben ohnedieß einen kleinen Austrittwinkel y und eine kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit w erhält.

Nur in solchen Fällen, wo eine Turbine mit sehr geringem Ueberdrucke (Reaction) gebaut werden soll (wobei $U = 0{,}90$ bis $0{,}95\sqrt{2gh}$ ausfällt), ist es begründet, das Laufrad nach unten seitlich auszuweiten, um bei der alsdann kleinen relativen Durchflußgeschwindigkeit durch das Laufrad ($0{,}50$ bis $0{,}65\sqrt{2gh}$) nicht allzugroße Winkel y zu erhalten.

Für solche Turbinen werden später specielle Construktionsregeln aufgestellt werden, da dieselben eine weitere Complicirung der Jonval-Turbinen bilden und mit äußerster Sorgfalt berechnet werden müssen, wenn die Vortheile der seitlichen Ausweitung nicht durch „Nebenhindernisse" *mehr* als aufgewogen werden sollen.

2. Hinsichtlich der Berechnung des Spalten-Ueberdruckes und der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus den Laufradcanälen ist namentlich zu bemerken, daß in manchen Lehrbüchern hierüber sehr mangelhafte und zum Theil unrichtige Angaben vorkommen, was dann auch zu in allen Beziehungen unrichtigen Construktionsregeln führt.

Theoretisch ist der *Spalten-Ueberdruck* (bei im Unterwasserspiegel liegender Spalte) gleich

$$h - \frac{U^2}{2g}.$$

Nun fragt es sich, ob in dieser Formel unter h das theoretische totale Gefälle (Niveauabstand beider Wasserspiegel) oder aber die durch die Reibungswiderstände reducirte Druckhöhe zu verstehen sei.

Weniger ist die Frage, ob unter U die wirkliche oder die theoretische Ausflußgeschwindigkeit zu verstehen sei, indem hier selbstverständlich nur der wirkliche (durch Nebenhindernisse reducirte) Werth von U zu berücksichtigen ist.

Entgegen der Ansicht einer hervorragenden Persönlichkeit im Turbinenfache muß ausdrücklich hervorgehoben werden, daß in der obigen Formel für h und für U ausschließlich die wirklichen reducirten (corrigirten) Werthe (man sehe § 29) in Rechnung zu bringen sind.

Auf das an der Austrittstelle eines Leitcanales befindliche Wasser drückt allerdings eine Wassersäule von der totalen Höhe des Gefälles; allein es wird ein Theil dieser Höhe absorbirt zur Ueberwindung der Reibung und der übrigen Durchflußhindernisse, so daß im Beharrungszustande (beim normalen Gang des Motors) die Sache sich gerade so verhält, als ob keine Nebenhindernisse vorhanden wären und auf das Wasser eine Wassersäule pressen würde, deren Höhe gleich ist dem totalen Gefälle weniger der Widerstandshöhe (Reibungshöhe oder Druckhöhe, erforderlich zur Bewältigung der Reibungswiderstände).

Dasselbe gilt für den Ausdruck zur Berechnung der wirklichen Druckhöhe für u_1.

Diese Druckhöhe ist

$$h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

wobei sowohl für h als auch für U und u die wirklichen reducirten (corrigirten) Werthe in Rechnung zu bringen sind, und zwar ist bei der Berechnung des Spalten-Ueberdruckes nach der Formel $h - \frac{U^2}{2g}$ für h diejenige Druckhöhe einzusetzen, welche gleich ist dem totalen Gefälle weniger derjenigen Druckhöhe, welche zur Ueberwindung der Nebenhindernisse genügt, welchen das Wasser auf seinem Wege bis zur untern Ebene des Leitrades begegnet.

Bei der Berechnung der Druckhöhe für u_1, welche gleich ist $h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g}$, ist dagegen für h ein noch kleinerer Werth und zwar diejenige Druckhöhe einzusetzen, welche sich ergiebt, wenn man vom totalen Gefälle diejenige Druckhöhe abzieht, die zur Ueberwindung sämmt-

licher Nebenhindernisse ausreicht, welche das Wasser bis zum Austritt aus dem Laufrade antrifft.

Nach diesen Bemerkungen sollte in diesem Punkte keine Unklarheit mehr vorhanden sein, obwohl leider auch in solchen Werken, welche von diesen Nebenhindernissen sprechen, der Einfluß derselben auf U und u_1 und somit auch auf den Spalten-Ueberdruck nirgends einläßlich festgestellt wird.

3. Die vom Verfasser in den §§ 21 und 22 berechneten Effectverluste durch Reibung und Stoß des Wassers im Leit- und Laufrade können von den angegebenen Werthen nicht wesentlich differiren, wenn man gegossene Schaufeln in Anwendung bringt, wie dieß in neuerer Zeit fast ausschließlich geschieht. Bei schmiedeisernen (Blech-) Schaufeln fallen die Reibungsverluste etwas kleiner aus (man sehe das letzte Beispiel des § 37).

Kleiner als in den genannten Paragraphen angegeben können die Effectverluste im Allgemeinen deßhalb nicht sein, weil eine gut construirte Jonval-Turbine erfahrungsmäßig nicht über 75 Procente Nutzleistung ergiebt.

Die fehlenden 25 Procente können aber nicht anders verschwinden, als indem sie von den Nebenhindernissen absorbirt werden resp. zur Bewältigung derselben dienen.

Rechnet man für den Spaltenverlust nach § 23 $4\frac{1}{2}$ Procent als mittlern Werth und 6 Procente für den Verlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w (§ 22), ferner $2\frac{1}{2}$ Procente für den Verlust durch die Reibung der Turbine im Wasser sowie der Welle in den Lagern, so betragen diese Verluste zusammen erst 13 Procente und es bleiben somit von den im Ganzen verlornen 25 Procenten noch 12 Procente übrig (man sehe § 21 unter d), welche auf keine andere denkbare Weise verschwinden können, als indem sie durch die Reibung und Stöße des Wassers im Lauf- und Leitrade absorbirt werden.

Diese bedeutenden Verluste sind in den theoretischen Werken über den Turbinenbau insoferne viel zu wenig berücksichtigt worden, als der große Einfluß derselben auf die Dimensionen und auf das Reactionsverhältniß der Turbinen meistens vernachlässigt und nirgends numerisch festgestellt wurde.

Aus diesem Grunde (wegen mangelhafter Berücksichtigung der Nebenhindernisse) findet man so viele Jonval-Turbinen, welche für die vorhandene Wassermenge zu klein sind, indem sie dieselbe nicht consumiren können.

§ 39.

Schaufelform der Jonval-Turbinen.

Durch die Berechnung einer Turbine sind die Winkel gegeben, welche die Anfangs- und Endrichtungen der Schaufeln mit den obern und untern Ebenen der Räder bilden; allein es ist dadurch noch nicht festgesetzt, durch welche gekrümmte Linie die beiden gegebenen Endrichtungen in einander übergehn sollen.

Welches ist die beste Form der Schaufeln?

Diese Frage wird von Anfängern im Turbinenfache gar oft gestellt, weil viele die Meinung hegen, daß in einer „*gewissen*" Schaufelform das Geheimniß einer guten Turbinen-Construction enthalten sei.

Auch werden in manchen Lehrbüchern Anleitungen zur Construction der *besten Schaufelform* gegeben.

Die Erfahrung zeigt aber in Uebereinstimmung mit dem Gefühle:

1) daß es *absolut gleichgültig* sei, durch *welche* Curve die gegebenen Endrichtungen einer Schaufel in einander übergeführt werden, vorausgesetzt daß
2) der Uebergang der einen Richtung in die andere nicht durch eine plötzliche Krümmung, sondern nach und nach stattfindet;
3) die Canäle sich nicht plötzlich, sondern nach und nach verengen;
4) die Schaufelenden einander parallel sind, so daß das Wasser ohne alle und jede Contraction ausfließt.

Die Bedingungen 2) und 3) sind selbstverständlich und durch die natürlichen Eigenschaften des Wassers gegeben.

Die Bedingung 4) braucht zwar nicht absolut erfüllt zu werden, man kann den Ausflußcanälen auch eine conische Form geben, wobei indessen immer eine Contraction des ausfließenden Wassers stattfindet.

Da es indessen sehr schwierig ist, die Größe der Contraction mit einiger Zuverlässigkeit zu bestimmen, so ist es weitaus sicherer, gar keine Contraction zuzulassen, zu welchem Zwecke man nur die Canalwände an der Austrittstelle einander parallel zu machen hat.

Der Schwerpunkt einer guten Turbinen-Construction liegt nach der Ansicht des Verfassers weniger in der Schaufelform, als vielmehr in einer richtig durchgeführten Berechnung der Abmessungen, der Schaufelwinkel und der Geschwindigkeiten des Motors. Ganz besonders ist es das Verhältniß der normalen Ausflußquerschnitte des Lauf- und Leitrades, welches mit peinlicher Sorgfalt berechnet sein will.

Mit einigem Gefühle und mit den Anhaltspunkten, welche die dem Werke beigegebenen Tafeln bieten, wird es jederzeit leicht sein, einer berechneten Turbine entweder von Hand oder mit Hülfe des Curvenlineals eine gute Schaufelform zu geben, ohne daß man zu weitern Regeln seine Zuflucht nimmt.

Es ist zwar heut zu Tage *schulgerechter*, ganz *mechanisch* und gedankenlos nach einer gegebenen Regel zu rechnen, statt das „Gefühl" und den Verstand in Anwendung zu bringen. Man kann sich aber leicht überzeugen, daß die in den Lehrbüchern gegebenen Regeln über die Construction der Schaufelform oft ganz unbrauchbare Formen geben, sobald man dieselben auf alle vorkommenden Verhältnisse anwenden will.

Für das angenommene Winkelverhältniß $\beta = 90^0$, sowie in der nähern Umgebung desselben von $\beta = 90 + \frac{1}{2}a$ bis zu $\beta = 90 - \frac{1}{2}a$ erhalten die Schaufeln jederzeit eine der Parabel ähnliche Form und es liegt daher nahe, die Parabel als Schaufelform anzunehmen, wenn man der letztern eine gesetzmäßige Curve zu Grunde legen will.

§ 40.

Die Parabel als Schaufelform.

Will man die Schaufelform auf eine gesetzmäßige Weise bilden, so ist eine ungezwungene Annahme die, daß das Wasser bei seinem Durchflusse durch die Räder in gleichen Zeiten gleiche Räume in achsialer Richtung gemessen durchlaufen soll.

Bei unsern Constructionsverhältnissen ($\beta = 90^0$) tritt das Wasser in achsialer Richtung in das Laufrad ein und aus demselben aus.

Die relative Eintrittrichtung u, Fig. 1 Tafel 21, des Wassers fällt nämlich für den stoßfreien Eintritt mit der Anfangsrichtung B_1 der Laufradschaufeln zusammen und ist somit parallel der Achse gerichtet. Da ferner die Schaufelwinkel an der Ein- und Austrittstelle beider Räder ganz oder doch sehr nahezu dieselben sind, so sind die absoluten achsial gerichteten Geschwindigkeiten, mit welchen das Wasser in das Leitrad ein- und aus dem Laufrade austritt, ganz oder doch nahezu gleich groß und zwar gleich der relativen, ebenfalls achsial gerichteten Eintrittgeschwindigkeit u in das Laufrad.

Da somit das durch die Turbine fließende Wasser an *drei* verschiedenen Stellen bereits *eine gleich große* achsiale Geschwindigkeit hat, so liegt die Idee sehr nahe, diese achsiale Geschwindigkeit während

der ganzen Dauer des Durchflusses constant, d. h. an allen Punkten gleich groß zu machen. Dieß ist aber dann der Fall, wenn die absolute Bahn z, r_2, p, y, Fig. 1 Tafel 21, eine gewöhnliche Parabel ist, welche das Wasser von z nach m mit abnehmender Geschwindigkeit durchfließt in der Weise, daß es in gleichen Zeiten gleich große Theile der Radhöhe durchfließt, wobei die horizontalen Componenten der Wassergeschwindigkeit auf dem absoluten Wasserwege z, r_2, p, y so abnehmen, daß die Geschwindigkeit in dieser Richtung eine gleichförmig verzögerte ist.

Der relative Wasserweg B, o, g oder die Schaufelform wird alsdann ebenfalls eine Parabel und zwar ganz genau gleich dem absoluten Wasserwege z, r_2, p, wenn die Austrittwinkel beider Räder gleich groß sind.

Dieß letztere ist freilich selten der Fall und es erhalten daher auch absoluter Wasserweg und Schaufelform selten ganz genau eine und dieselbe Form.

Aufzeichnung der Schaufelform und des absoluten Wasserweges.

Um für eine berechnete Turbine die paraboliſche Schaufelform aufzuzeichnen, verfährt man auf folgende Weise.

Man theilt denjenigen Theil CG (Fig. 1 Tafel 21) der Radhöhe, auf welchen sich der gebogene Theil der Schaufeln erstrecken soll, in eine Anzahl gleicher Theile B 1 — 1. 2 — 2. 3 — u. s. w.

Man trägt von einem beliebigen Punkte D der untern Radebene die relative Ausflußrichtung Dk unter dem berechneten Winkel y auf, zieht von D aus senkrecht auf Dk eine Linie $DG = s_1 +$ Schaufeldicke, so ist FG diejenige Linie, welche den Theil CG der Radhöhe abschneidet, auf welchen die Schaufelkrümmung BG sich erstreckt.

Man verlängert nun die Linie XG von G bis A (Schnittpunkt mit der obern Radebene), halbirt die horizontale Projection CA der Linie GA in B, und es ist nun B der Scheitel der paraboliſchen Schaufelform und $CB = {}^1/_2\,CA$ die horizontale Projection der Radschaufel (des gekrümmten Theiles derselben).

Theilt man nun die Linie $G7 = CB$ in ebensoviele gleiche Theile 7. I — I. II — II. III u. s. w., als die Linie B 7 eingetheilt worden ist, und zieht man von B aus gerade Linien nach den Theilungspunkten I, II, III u. s. w., so sind die Durchschnittspunkte G 14, 0, 15 u. s. w. dieser Geraden mit den durch B, 1, 2, 3 u. s. w. gezogenen Horizontalen Punkte der paraboliſchen Schaufelform, deren Scheitel bei B ist und an welche sich das untere Ende GX der Schaufel geradlinig anschließt.

Die geradlinigen Enden GX und ID der Schaufeln sind einander

parallel, was durchaus nöthig ist, um jede Contraction des ausfließenden Wassers zu vermeiden.

Man kann auch diese einander parallelen geradlinigen Enden der Schaufeln noch etwas mehr verlängern, wenn man die Radhöhe vermehrt, da indessen das Wasser auf diesem geradlinigen Theile seines relativen Weges keine Ablenkung erleidet, wird auch der Theil m Y des absoluten Wasserweges geradlinig und würde daher eine weitere Verlängerung der geradlinigen Schaufelenden nicht nur nichts nützen, sondern wegen Vermehrung der reibenden Fläche nur noch schädlich wirken. Nichtsdestoweniger trifft man häufig solche zwecklos verlängerte geradlinige Schaufelenden an.

Um zu der erhaltenen Schaufelform B, t, 15, 0, 14, G den zugehörigen absoluten Wasserweg zu finden, kann man auf zweierlei Weise verfahren.

Nach der einen Methode zieht man von einem beliebigen Punkte z der obern Radebene die Linie z n in der absoluten Eintrittrichtung des Wassers (in der Richtung der geradlinigen Leitschaufelenden k D) so ist der Halbirungspunkt m der Linie i n der Scheitel der Parabel oder des absoluten Wasserweges z, r_2, p, m. Die Zwischenpunkte dieses Weges ergeben sich leicht durch die Construction der Parabel, welche wie beim relativen Wasserwege (der Schaufelform) durchgeführt wird.

Um die absolute Bahn des Wassers nach einer andern noch einfachern Methode aufzufinden, hat man nur zu erwägen, daß ein in einer bestimmten Radhöhe befindlicher Punkt des absoluten Wasserweges von der Linie z n gleich weit entfernt ist, als der in derselben Radhöhe befindliche Punkt der Schaufelform von der Linie B_7 (der relativen Eintrittrichtung) absteht.

Man hat also nur z. B. von Punkt 23 der Linie z n die Distanz 23—26 gleich zu machen derjenigen 4—15, sowie n m = G 7 u. s. w., um die Punkte r_2, 26, p, m u. s. w. des absoluten Wasserweges zu erhalten.

Es ist indessen wohl zu beachten, daß diese ganze Constructionsweise nur für den Fall Gültigkeit hat, wo Winkel $\beta = 90^0$ ist, d. h. wo die relative Eintrittrichtung des Wassers in das Laufrad rechtwinklig zur Radebene steht.

Ganz auf dieselbe Weise wie oben für das Laufrad angegeben, wird die Schaufelform für das Leitrad aufgezeichnet, wobei noch zu bemerken ist, daß hier die Eintrittrichtung in das Rad jederzeit senkrecht zur Radebene steht und daß somit die Leitschaufeln die obere Radebene immer rechtwinklig schneiden sollen, obwohl eine kleine Abweichung hievon ohne Einfluß auf die Leistung einer Turbine ist.

§ 41.

Bemerkungen über die Parabel als Schaufelform.

Die Parabel ist schon von verschiedenen Autoren als die vortheilhafteste Curve für die Schaufelform der Jonval-Turbinen bezeichnet worden, wie unter Andern auch Reiche in seinen „Gesetzen des Turbinenbaues" der paraboliſchen Schaufelform das Wort redet.

Nichtsdestoweniger ist die reine Parabel als Schaufelform durchaus nicht überall vortheilhaft in Anwendung zu bringen und zwar aus folgenden Gründen:

Wie bereits mehrfach hervorgehoben worden ist, verhält sich bei einer Turbine die Sache hinsichtlich der Effectverluste und Reibungswiderstände gerade so, als ob die Turbine still stehn und das Wasser mit seiner wirklichen relativen Geschwindigkeit (als absolute betrachtet) durch das Laufrad fließen würde.

Es kommt also hier nicht auf die Form des absoluten, sondern auf diejenige des relativen Wasserweges, d. h. auf die Schaufelform an, und nur diese letztere ist es somit, welche für die entstehenden Durchflußverluste maßgebend ist und für welche jede plötzliche Krümmung sorgfältig vermieden werden soll.

Die Parabel hat nun gerade die fatale Eigenschaft, daß der Krümmungshalbmesser ihrer Bogenelemente gegen den Scheitel hin sehr rasch kleiner wird, so daß das Wasser eine sehr starke Ablenkung erfährt.

Wie aus dem paraboliſchen Schaufelschnitte Tafel 21 ersichtlich ist, erhalten die Schaufeln an der obern Radebene eine nahezu hakenförmige Gestalt.

Es ist geradezu widernatürlich und den Eigenschaften des Wassers wenig entsprechend, wenn ein Wasserstrahl von der Breite Ba_2 auf einem so außerordentlich kurzen Wege (durch eine an der obern Radebene so plötzlich gekrümmte Schaufel) um einen so bedeutenden Winkel abgelenkt werden soll.

Betrachtet man beispielsweise links oben (Fig. 1 Tafel 21) den Anfang der Leitschaufel, so sieht man, wie ganz verschiedene stoßfreie Eintrittrichtungen da4, ba2 und ca2 durch ein ungemein kurzes Schaufelstück a2a4 bedingt werden und es liegt auf der Hand, daß ein so kurzes Schaufelstückchen bei einer so wesentlichen Ablenkung eines Wasserstrahles von der Dicke gleich der Schaufeltheilung den Strahl unmöglich führen kann. Man kann gar nicht sagen, unter welchem Winkel die Schaufel die obere Radebene schneidet.

Die unmittelbar auf der concaven Schaufelfläche liegende Schichte des eintretenden Strahles wird wohl abgelenkt, während die an der convexen Schaufelfläche einfließenden Theile des Strahles ihre anfängliche Richtung beizubehalten suchen, die unter ihnen befindlichen Schichten des Strahles durchdringen und Veranlassung zu Wirbelungen ꝛc. des Wassers geben, welche den regelmäßigen Durchfluß stören.

Man kann daher wohl die parabolische Form der Schaufeln der Construction als Gerippe zu Grunde legen, aber nachträglich den gerügten Fehler der parabolischen Form beseitigen, indem man den stark gebogenen Scheitel a 2 k abschneidet und durch ein weniger gekrümmtes Schaufelstück i k ersetzt.

Man erhält dadurch gleichzeitig eine geringere Länge der Schaufel und der reibenden Flächen und einen Canal von weniger plötzlicher Veränderung des Querschnittes, was alles Bedingungen einer guten Schaufelform sind.

Zeichnet man für verschiedene Werthe der Winkel a und y die Schaufeln als Parabeln auf, so wird man bald finden, daß man um so weniger brauchbare Schaufeln erhält, je kleiner die genannten Winkel werden und daß man z. B. bei einem Winkel a und $y = 16^0$ von der horizontalen Projection der parabolischen Schaufel ein ganzes Fünftel abschneiden muß, um eine brauchbare Schaufel von nicht allzugroßer Länge und allzu plötzlicher Krümmung des obern Endes zu erhalten.

Es ist wohl zur Auffindung des absoluten Wasserweges aus der Schaufelform, sowie umgekehrt zur Bestimmung der Schaufelform aus dem absoluten Wasserwege sehr bequem, eine gesetzmäßig gebildete Curve als Schaufelform zu haben, irgend einen weitern reellen Nutzen hat jedoch eine solche Schaufelform nicht. Da es nun ferner gar keiner Schwierigkeit unterliegt, für jede beliebige Schaufelform ohne alle und jede gesetzmäßige Bildung den absoluten Wasserweg zu construiren, so fällt jeder reelle Nutzen einer gesetzmäßig gebildeten Schaufelform weg.

Man mag dagegen einwenden, daß bei der parabolischen Schaufelform der in horizontaler Richtung (in der Bewegungsrichtung des Rades) gemessene gegenseitige Druck zwischen Wasser und Schaufel an jeder Stelle gleich groß sei, so ist diese Bemerkung zwar richtig, doch ist diese Gleichheit des horizontalen gegenseitigen Druckes zwischen Wasser und Schaufel ohne allen und jeden Vortheil für den Durchfluß des Wassers durch das Rad.

Nach der Ansicht des Verfassers haben die alten Fourneyron'schen Turbinen mit horizontalem Wasserdurchflusse hauptsächlich deßhalb eine verhältnißmäßig so gute Leistung (bis 75 %) ergeben, weil die Räder

breit und die Schaufeln gleichmäßig gekrümmt waren und somit an keiner Stelle eine so plötzliche Ablenkung stattzufinden brauchte, wie dieß bei den Jonval-Turbinen der Fall ist.

Betrachtet man den absoluten Wasserweg einer Ueberdruck-Turbine mit verticalem Wasserdurchflusse (Jonval-Turbine), so wird man jederzeit (wie im Uebrigen die Turbine construirt sein mag) eine sehr plötzliche Krümmung in demselben finden und zwar ist diese Krümmung des absoluten Wasserweges um so plötzlicher, je größer der Ueberdruck (der Reactionsgrad) und je niedriger das Laufrad ist. Es ist dieß einer von den Nachtheilen der Jonval-Turbine, welcher sich nicht beseitigen läßt und auf welchen wir später ausführlicher zurückkommen werden.

Ob aber die Schaufelform einer Jonval-Turbine eine gesetzmäßig gebildete Curve oder dem Gefühle nach gewählt worden sei, dieß hat auf die Leistung des Motors auch nicht den allergeringsten Einfluß, sobald nur die Canäle möglichst wenig plötzliche Krümmungen und Querschnittsveränderungen und eine möglichst kleine Länge aufweisen.

Der Schwerpunkt einer guten Construction liegt nach des Verfassers Ansicht, wie bereits erwähnt, weit weniger in der Schaufelform, als vielmehr in einer richtig durchgeführten Berechnung der Dimensionen, der Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse des Motors unter Berücksichtigung aller Nebenhindernisse, sowie außerdem noch ganz besonders in einer richtigen Disposition des ganzen Wasserbaues und der Transmissionen. Was hierin gefehlt wird, kann auch der beste Motor nicht ausgleichen und der Fälle sind nicht wenige, wo durch schlecht angebrachte Sparsamkeit oder mangelhafte Disposition die Anlage von vorn herein in unverbesserlicher Weise verdorben worden ist.

§ 42.

Bremsversuche mit Jonval-Turbinen.

Der vorliegende Paragraph wird nur diejenigen Bremsversuche berücksichtigen, welche constatirter Maßen mit wissenschaftlicher Genauigkeit ausgeführt worden sind und bei welchen der Gang der Wasservermessung nebst den dabei angewendeten Coefficienten ꝛc. angegeben werden kann.

Ein jeder Bremsversuch, bei welchem eine solche Angabe **nicht** stattfinden kann, bietet für das allgemeine technische Publicum absolut kein Interesse dar.

Das persönliche Vertrauen kommt in dieser Sache nicht zur Geltung und nur solche Bremsversuche können einen reellen Werth haben, welche alle numerischen Daten und Verhältnisse vollständig wiedergeben.

Leider bieten die neuern Zeitverhältnisse wenig Gelegenheit zur Anstellung reeller Bremsversuche dar. Dieselben werden in der Regel mit erstaunenswerther Oberflächlichkeit vorgenommen und ergeben aus diesem Grunde in der Regel das, was man aus denselben herausrechnen will.

Es ist in neuerer Zeit Seitens der Turbinenlieferanten Mode geworden, außerordentlich hohe Leistungen ihrer Motoren zu garantiren. Ganz besonders geschieht dieß von den weniger soliden Fabrikanten, welche durch solche hohe Versprechungen den solidern Geschäften die Bestellungen abjagen, und leider ist eine solche Lockspeise, verbunden mit sehr niedrigen Preisen, nur zu oft von Erfolg begleitet.

Nach der Ingangsetzung solcher Motoren pflegen dieselben dann „gebremst" zu werden; allein es geschieht dieß der großen Mehrzahl nach, wie bereits erwähnt, in so kindlich naiver (oder eigentlich liederlicher) Weise, daß die meisten dieser neuern Bremsversuche keinen rothen Heller werth sind.

Es sind zweierlei Gründe, welche dieß erklärlich machen; der eine Grund besteht in den meistens ziemlich bedeutenden Unkosten, welche mit einer gründlichen Bremsung (Messung des Nutzeffectes eines Motors) verbunden sind.

Der zweite Grund ist anderer Natur und bildet einen Nachtrag aus der Schwindelperiode.

Die Expertisen, welche gelegentlich solcher Bremsversuche der Form halber stattfinden, sind zu hoch bezahlt worden. Es ist natürlich, daß die Herren Experten Streitigkeiten zu verhindern suchen, und, sei es aus Charakterschwäche oder aus mangelhafter Kenntniß der wirklichen Verhältnisse, eine Thatsache ist es, daß auch die höchsten garantirten Leistungen (bis zu 82 und 85 Procenten) von den Experten nachträglich als wirklich vorhanden bestätigt worden sind und heute noch bestätigt werden, während doch alle unparteiischen Versuche (wo eine Partei überhaupt nicht vorhanden ist), und wo die Wasservermessung in verläßlicher Weise vorgenommen werden kann, wesentlich geringere Leistungen der neusten und besten hydraulischen Motoren ergeben.

So haben namentlich die auf Kosten der französischen Regierung mit streng wissenschaftlicher Genauigkeit vorgenommenen Bremsversuche

mit Jonval-Turbinen niemals mehr als 73 Procente Nutzleistung ergeben, sowie denn überhaupt keine reelle Bremsprobe mit den allerneusten Motoren mehr als 75 Procente Nutzleistung ergiebt.

Den schwierigen Punkt bei der Bestimmung der Nutzleistung einer Turbine bildet einzig und allein die Wasservermessung. Es ist dabei in der Regel das Bestreben vorhanden, die Wassermenge zu unterschätzen.

Wenn es sich um die Erstellung einer Anlage handelt, pflegt man Gefälle und Wassermenge möglichst vorsichtig zu bestimmen und es werden bei letzterer, um hinsichtlich des nachherigen Ergebnisses recht sicher zu gehn, in der Regel etwas zu kleine Coefficienten in Rechnung gebracht, so daß die wirklich vorhandene Wassermenge etwas größer ist, als die der Anlage auf dem Papiere zu Grunde gelegte.

Umgekehrt wird jeder vorsichtige Constructeur bei der Ausführung des Motors demselben einen um *mindestens* 5 Procente größern Ausflußquerschnitt geben, als die Rechnung erfordern würde.

Diese beiden einander entgegengesetzten Sicherheitsmaßregeln ergaben dann nachträglich eine ganz gute Uebereinstimmung zwischen Motor und Wassermenge. Die zu große Turbine consumirt die größere vorhandene Wassermenge und wenn man sodann der Bestimmung der Nutzleistung die nominelle Wassermenge (die kleiner ist als die wirkliche) zu Grunde legt, so erhält man nothwendigerweise sehr günstige Resultate, die sich bei Zugrundelegung der *wirklichen* Wassermenge wesentlich reduciren.

Es liegen dem Verfasser zahlreiche derartige Bremsversuche aus den verschiedensten Etablissementen vor, welche einzig deßhalb völlig werthlos sind, weil die Wasservermessung nicht *während der Durchführung der Bremsung selbst* vorgenommen wurde.

Vor der Jngangsetzung der Turbine bei der Bremsprobe staut das Wasser sich im Zulaufcanale in der Regel an und während der Bremsversuch (der gewöhnlich $^1/_4$ bis 1 Stunde dauert) durchgeführt wird, fließt sodann das angestaute Wasser sammt dem normalen Zuflußquantum ab, so daß oft gerade während der Probe eine größere Wassermenge durch den Motor fließt als gewöhnlich.

Bei einer richtig durchgeführten Bremsprobe muß das Gefälle *während* dem Versuche und die Wassermenge ebenfalls *während* dem Bremsen *womöglich im Ablaufcanale*, oder im Zulaufcanale *nur in unmittelbarer Nähe der Turbinenkammer* gemessen werden.

Man täuscht sich sehr, wenn man glaubt, daß bei gleicher Tiefe des Wassers im Zulaufcanale gleich große Wassermengen durchfließen;

es kann vielmehr das durchfließende Quantum bei ganz gleich bleibender Tiefe um mehr als 10 bis 20 Procente differiren.

In der später folgenden Anleitung zur Anstellung von Bremsversuchen sollen diese Verhältnisse eingehender besprochen werden; hier mag nur darauf hingewiesen werden, daß bei der Bestimmung der Leistung einer Turbine so mancherlei Vorsichtsmaßregeln beobachtet werden müssen, wie dieß leider selten geschieht, wenn eine solche Vermessung (die eine wirkliche Aufgabe ist) Anspruch auf Zuverlässigkeit haben soll.

a) Bremsversuche mit einer Koechlin'schen Jonval-Turbine.

Der Director des Conservatoire des arts et metiers in Paris stellte im Jahre 1865 Versuche mit einer Jonval-Turbine an, die ihm von dem bekannten Etablissement von A. Koechlin & Co. (jetzt Elsässische Maschinenfabrik) in Mühlhausen zur Verfügung gestellt wurde.

Die Dimensionen der Turbine waren folgende:

Aeußerer Durchmesser der Turbine = 0,810 Meter.

Breite der Canäle in ganz offenem Zustande = 0,120 Meter.

" " " theilweise durch Einsätze geschlossen = 0,048 Meter.

Gefälle = 1,76 à 1,40 Meter.

Anzahl Schaufeln = 18.

Totaler Ausflußquerschnitt des Leitrades = 0,0706 Quadratmeter.

Querschnitt der Schützenöffnung beim Ausfluß = 0,2977 Quadratmeter.

Die Resultate der Turbine enthält die Tabelle S. 183 u. 184.

Die Winkel a, β und y der Versuchsturbine hatten die Werthe:

$$a = 34^0; \quad \beta = 70^0; \quad y = 30^0.$$

Die Wassermenge wurde durch einen verticalen Ueberfall mit scharfer Kante, dünner Wand und von gleicher Breite mit dem Zuflußcanale unter Anwendung des Coefficienten 0,43 gemessen.

Das Saugrohr der Turbine mündete wie auch bei den neusten Constructionen des genannten Etablissements in einen Auslaufcanal, Fig. 2 Tafel 34, in welchem eine verticale Regulirschütze angebracht war, durch deren Heben und Senken die von der Turbine consumirte Wassermenge verändert werden konnte. Diese Regulirung wirkt genau wie eine Drosselklappe.

Außerdem konnte die Turbine noch dadurch den verschiedenen Wasserständen angepaßt werden, daß die Breite einer beliebigen Anzahl Leitcanäle durch besondere Einsatzstücke von 115½ Millimeter auf 48 Millimeter reducirt werden konnte.

Nr. der Versuche	Verbrauchte Wassermenge in 1 Secunde	Totales Gefälle	Offene Höhe der Regulirschütze	Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute	Nutzleistung durch den Zaum gemessen	Absoluter Effect der Wasserkraft	Güteverhältniß $\frac{P.v}{1000\,Q\,H}$
	Liter	Meter	Meter		Kilgmeter.	Kilgmeter.	
	a) Alle Canäle waren geöffnet.						
1	375,87	1,665	0,419	171,5	261,11	625,82	0,417
2	369,09	1,705	0,419	180,0	359,17	629,31	0,571
3	364,01	1,690	0,419	147,0	362,60	615,17	0,589
4	361,22	1,685	0,419	128,7	378,00	608,66	0,621
5	356,36	1,680	0,419	118,0	402,76	598,70	0,673
6	358,25	1,670	0,419	107,5	417,19	598,28	0,697
7	356,02	1,680	0,419	93,6	407,39	598,12	0,681
8	355,25	1,700	0,419	90,0	434,62	603,93	0,720
9	359,10	1,700	0,419	83,8	443,84	610,47	0,727
10	361,48	1,740	0,419	75,1	433,03	628,97	0,688
1	308,25	1,475	0,178	112,5	171,35	454,67	0,377
2	306,80	1,480	0,178	138,5	112,80	454,06	0,248
3	307,33	1,455	0,178	132,0	138,72	447,16	0,310
4	296,91	1,435	0,178	107,5	214,43	426,06	0,503
5	293,14	1,390	0,178	100,0	246,77	407,46	0,606
6	291,84	1,360	0,178	84,8	249,03	396,90	0,627
	b) Neun Canäle offen und neun theilweise geschlossen (auf 48 Millimeter Breite).						
1	274,55	1,425	0,426	144,0	219,33	391,23	0,561
2	284,26	1,420	0,426	131,0	261,22	403,65	0,647
3	278,27	1,423	0,426	112,5	277,62	395,97	0,701
4	299,16	1,580	0,426	144,0	219,33	472,68	0,464
5	304,83	1,580	0,426	126,3	252,05	481,64	0,523
6	296,78	1,605	0,426	120,0	296,81	476,33	0,622
7	301,18	1,630	0,426	109,0	320,73	490,91	0,653
8	297,58	1,680	0,426	106,0	361,00	499,92	0,723
9	296,10	1,730	0,426	94,8	368,00	512,24	0,718
10	305,12	1,760	0,426	80,0	348,55	537,02	0,649
	c) Neun Canäle offen und neun theilweise geschlossen.						
1	273,63	1,608	0,176	114,4	174,07	440,00	0,396
2	274,97	1,623	0,176	110,3	221,03	443,53	0,498
3	266,83	1,613	0,176	103,0	253,82	430,40	0,590
4	271,71	1,647	0,176	96,0	282,24	477,50	0,631
5	277,32	1,680	0,176	84,8	289,04	465,90	0,620
6	271,77	1,712	0,176	69,3	268,93	465,28	0,578

Nr. der Versuche	Wasserverbrauch in 1 Secunde. 1000 Q Kils.	Totales Gefälle H	Offene Höhe der Regulirschütze	Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute t	Nutzleistung durch den Zaum gemessen P . v	Absoluter Effect der Wasserkraft 1000 Q H	Güteverhältniß $\frac{P \cdot v}{1000\,Q\,H}$
	Liter	Meter	Meter		Kilgmeter.	Kilgmeter.	
Neun Canäle offen und neun theilweise geschlossen.							
1	255,52	1,675	0,095	114,4	93,11	428,00	0,218
2	253,90	1,720	0,095	100,0	152,31	436,70	0,349
3	228,00	1,640	0,095	103,0	132,37	373,92	0,354
4	228,61	1,618	0,095	90,0	158,33	369,89	0,428
5	222,77	1,593	0,095	85,8	171,03	354,88	**0,482**
Alle Canäle theilweise geschlossen *).							
1	224,10	1,540	0,426	150,0	86,78	345,11	0,251
2	232,69	1,650	0,426	138,5	112,81	383,93	0,294
3	237,46	1,715	0,426	124,2	130,45	407,25	0,320
4	203,31	1,349	0,426	109,0	140,40	274,27	0,512
5	213,39	1,485	0,426	109,0	140,40	316,67	0,443
6	220,52	1,645	0,426	106,0	186,27	362,75	0,514
7	218,79	1,727	0,426	98,7	196,81	377,85	0,521
8	204,30	1,379	0,426	98,7	150,23	281,73	0,533
9	199,69	1,449	0,426	93,5	164,50	289,35	0,568
10	222,58	1,725	0,426	93,5	208,66	283,95	0,543
11	198,63	1,474	0,426	92,4	184,19	292,78	0,629
12	199,85	1,529	0,426	78,3	193,12	305,57	**0,632**
13	206,47	1,499	0,426	69,3	191,27	309,49	0,618
1	185,68	1,482	0,097	109,0	63,11	275,18	0,229
2	185,68	1,495	0,097	106,0	86,26	277,59	0,311
3	184,51	1,500	0,097	97,3	102,24	276,76	0,369
4	185,16	1,550	0,097	97,3	125,22	287,00	0,436
5	185,89	1,558	0,097	86,8	132,12	289,62	0,456
6	186,38	1,635	0,097	84,8	149,02	305,72	0,489
7	184,98	1,650	0,097	75,1	149,65	305,21	**0,490**
1	170,92	1,743	0,055	94,8	54,81	296,70	0,185
2	160,46	1,735	0,055	98,7	57,06	278,36	0,205
3	159,36	1,730	0,055	92,4	75,20	275,69	0,273
4	154,73	1,682	0,055	80,0	84,07	260,26	0,323
5	147,63	1,635	0,055	63,2	81,28	241,37	0,337

*) Die Canäle des Leitrades konnten durch besondere Einsatzstücke von der ganzen Breite von 0,120 Meter auf eine Breite von 0,048 Meter reducirt werden.

Der zur Messung verwendete Prony'sche Zaum war unmittelbar auf der Turbinenwelle angebracht.

Aus der Tabelle ist ersichtlich, wie die Leistung der Turbine in Procenten mit der Anzahl Umdrehungen und mit der offenen Höhe der Regulirschütze zusammenhängt.

Es muß hervorgehoben werden, daß die Turbine, wie alle frühern (und z. B. auch alle nach den bekannten Redtenbacher'schen Regeln construirten) Turbinen, mit sehr großen Schaufelwinkeln und kleinem Durchmesser ausgeführt war und daß unter denselben Umständen eine nach des Verfassers Regeln construirte Turbine wegen bedeutend geringerem Austrittverlust durch die absolute Geschwindigkeit w mehrere Procente Mehrleistung ergeben hätte. Im Uebrigen war die Turbine richtig und zwar nach der im weitern Verlaufe des Werkes gegebenen Morin'schen Theorie ausgeführt.

Resultat der Versuche.

1. Größte Leistung von 73 Procent bei ganz geöffneter Turbine, ganz (auf 0,426 Meter) gehobener Schütze.

2. Abnahme des Güteverhältnisses um 10 Procent (von 73 auf 63 Procent) durch das Anbringen der Einsätze in alle Leitcanäle oder eine Verminderung der Breite aller Leitcanäle von 115 auf 48 Millimeter.

3. Rapide Abnahme des Güteverhältnisses bei theilweise geschlossener Schütze. Eine solche Schütze oder auch eine Drosselklappe zum Reguliren der Turbine ist daher eine sehr unvortheilhafte Einrichtung und soll, wenn immer möglich, vermieden werden.

4. Die Turbine ist gegen Geschwindigkeitsänderungen (Aenderung der vortheilhaftesten Umdrehungszahl) sehr wenig empfindlich. Eine Aenderung der mittlern Geschwindigkeit um 10 Procente auf oder ab vermindert das Güteverhältniß nur um 1 bis $1^1/_4$ Procent.

b) Bremsversuche mit zwei Fontain'schen Jonval-Turbinen mit zwei Schaufelkränzen.

Die beiden vorliegenden Turbinen aus dem Etablissement der Herren Fromont in Chartres wurden im Jahre 1863 erstellt und im Auftrage des Kriegsministers von Dougny (Artillerie-Officier) in der Waffen-Manufactur in Châtelleraut gebremst.

Die folgende Tabelle enthält die sehr ausführlichen Versuchsresultate mit derjenigen der beiden Turbinen, welche sowohl mit als ohne Eintauchung ins Unterwasser gearbeitet hat.

Nr. der Versuche	Wasservermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasservermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q od. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 QH	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,QH}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
Der äußere Kranz der Turbine war geöffnet, der innere geschlossen.									
1	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	52,00	761	0,310
2	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	48,00	1056	0,415
3	0,035	1095	2,405	2690	0,01	0,030	40,00	1176	0,436
4	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	36,30	1330	0,545
5	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	33,40	1470	0,610
6	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	30,00	1540	0,610
7	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	24,00	1415	0,580
8	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	21,75	1440	0,590
9	0,030	1012	2,41	2439	0,01	0,030	18,75	1376	0,565
10	0,040	1161	2,44	2850	0,01	0,030	15,40	1240	0,435
11	0,040	1161	2,43	2830	0,01	0,030	13,30	1170	0,415
12	0,040	1161	2,40	2680	0,01	0,030	10,00	950	0,353
1	0,060	1430	2,38	3420	0,01	0,040	57,00	627	0,180
2	0,050	1314	2,40	3160	0,01	0,040	54,50	1000	0,316
3	0,060	1430	2,39	3430	0,01	0,040	48,00	1232	0,360
4	0,060	1430	2,39	3430	0,01	0,040	46,20	1521	0,445
5	0,060	1430	2,39	3430	0,01	0,040	40,00	1610	0,470
6	0,050	1314	2,39	3150	0,01	0,040	37,50	1780	0,565
7	0,050	1314	2,39	3150	0,01	0,040	35,30	1940	0,615
8	0,050	1314	2,39	3150	0,01	0,040	32,00	2000	0,635
9	0,060	1430	2,41	3450	0,01	0,040	30,00	2090	0,610
10	0,070	1540	2,40	3700	0,01	0,040	26,60	2040	0,550
11	0,060	1430	2,41	3450	0,01	0,040	24,00	1940	0,560
12	0,070	1540	2,40	3700	0,01	0,040	20,70	1820	0,490
13	0,070	1540	2,40	3700	0,01	0,040	17,60	1680	0,454
1	0,085	1700	2,39	4050	0,01	0,050	60,00	1100	0,272
2	0,080	1640	2,39	3930	0,01	0,050	54,50	1400	0,356
3	0,090	1750	2,38	4200	0,01	0,050	51,00	1687	0,403
4	0,090	1750	2,38	4200	0,01	0,050	46,00	1860	0,447
5	0,080	1640	2,39	3940	0,01	0,050	43,00	2040	0,518
6	0,070	1540	2,39	3690	0,01	0,050	40,00	2200	0,595
7	0,090	1750	2,38	4200	0,01	0,050	38,70	2400	0,570
8	0,090	1750	2,38	4200	0,01	0,050	36,30	2530	0,610
9	0,070	1540	2,40	3700	0,01	0,050	32,20	2480	0,670

Nr. der Versuche	Wasser-vermessung: Druckhöhe über d. Ausflussöffnung h	Wasser-vermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q od. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 QH	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Angahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,QH}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
10	0,090	1750	2,39	4200	0,01	0,050	30,00	2530	0,610
11	0,080	1540	2,39	3940	0,01	0,050	28,50	2610	0,665
12	0,090	1750	2,39	4200	0,01	0,050	27,00	2670	0,638
13	0,090	1750	2,39	4200	0,01	0,050	25,00	2650	0,630
14	0,080	1640	2,39	3940	0,01	0,050	21,40	2420	0,575
15	0,090	1750	2,39	4200	0,01	0,050	20,00	2410	0,574
16	0,090	1750	2,39	4200	0,01	0,050	17,90	2275	0,540
17	0,090	1750	2,39	4200	0,01	0,050	16,00	2165	0,515
1	0,11	1930	2,40	4450	0,01	0,060	60,00	1540	0,346
2	0,10	1840	2,40	4420	0,01	0,060	56,00	1845	0,418
3	0,10	1840	2,40	4420	0,01	0,060	52,00	2100	0,475
4	0,10	1840	2,38	4400	0,01	0,060	50,00	2380	0,540
5	0,10	1840	2,34	4300	0,05	0,060	44,50	2450	0,570
6	0,10	1840	2,34	4300	0,05	0,060	41,50	2580	0,600
7	0,10	1840	2,34	4300	0,05	0,060	40,00	2770	0,645
8	0,09	1750	2,39	4400	0,01	0,060	37,60	2860	0,650
9	0,09	1750	2,32	4260	0,05	0,060	35,30	3000	0,705
10	0,10	1840	2,33	4300	0,05	0,060	30,60	2800	0,650
11	0,10	1840	2,33	4300	0,05	0,060	28,60	2815	0,655
12	0,10	1840	2,33	4300	0,05	0,060	27,30	2900	0,675
13	0,10	1840	2,33	4300	0,05	0,060	25,00	2848	0,660
14	0,10	1840	2,33	4300	0,05	0,060	21,50	2575	0,600
15	0,10	1840	2,33	4300	0,05	0,060	20,00	2550	0,584
16	0,10	1840	2,33	4300	0,05	0,060	18,20	2470	0,575
17	0,10	1840	2,31	4250	0,05	0,060	11,60	1660	0,395
1	0,115	2000	2,31	4260	0,05	0,070	60,00	1540	0,361
2	0,090	1765	2,30	4080	0,05	0,070	54,50	1800	0,440
3	0,100	1860	2,29	4250	0,05	0,070	50,00	2010	0,473
4	0,095	1810	2,30	4150	0,05	0,070	46,20	2210	0,532
5	0,085	1720	2,31	4000	0,05	0,070	43,00	2365	0,590
6	0,090	1765	2,30	4080	0,05	0,070	40,00	2410	0,590
7	0,090	1765	2,30	4080	0,05	0,070	37,50	2600	0,635
8	0,090	1765	2,30	4080	0,05	0,070	35,30	2720	0,665
9	0,090	1765	2,30	4080	0,05	0,070	33,30	2800	0,685
10	0,090	1765	2,30	4080	0,05	0,070	31,60	2875	0,705

Nr. der Versuche	Wasservermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasservermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q od. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 Q H	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,Q\,H}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
11	0,095	1810	2,30	4150	0,05	0,070	30,00	2970	0,715
12	0,100	1860	2,30	4280	0,05	0,070	28,00	3075	0,740
13	0,110	1960	2,34	4580	0,01	0,070	27,30	3100	0,675
14	0,100	1860	2,30	4280	0,05	0,070	24,00	2900	0,679
15	0,110	1960	2,30	4500	0,05	0,070	23,00	2950	0,655
16	0,105	1910	2,30	4400	0,05	0,070	20,00	2700	0,613
17	0,110	1960	2,41	4720	0,05	0,070	19,40	2770	0,565
18	0,110	1960	2,41	4720	0,05	0,070	16,20	2440	0,515
Der Ablaufcanal war theilweise abgesperrt, um die Turbine ins Unterwasser einzutauchen.									
1	0,05	1300	2,10	2730	0,32	0,040	60,00	1100	0,400
2	0,05	1300	2,10	2730	0,32	0,040	40,00	1026	0,375
3	0,05	1300	2,10	2730	0,32	0,040	37,50	1238	0,453
4	0,05	1300	2,10	2730	0,32	0,040	33,80	1360	0,497
5	0,05	1300	2,07	2700	0,35	0,040	30,00	1425	0,530
6	0,06	1430	2,05	2940	0,35	0,040	27,30	1500	0,510
7	0,06	1430	2,05	2940	0,35	0,040	26,00	1620	0,518
1	0,07	1540	1,99	3060	0,38	0,05	44,50	815	0,265
2	0,07	1540	2,08	3210	0,35	0,05	41,50	1064	0,330
3	0,07	1540	2,02	3120	0,38	0,05	40,00	1317	0,420
4	0,06	1440	2,02	2930	0,38	0,05	35,30	1412	0,480
5	0,08	1685	2,07	3500	0,35	0,05	33,30	1584	0,450
6	0,07	1540	2,06	3200	0,35	0,05	30,00	1650	0,520
7	0,07	1540	2,06	3200	0,35	0,05	27,30	1700	0,530
8	0,07	1540	2,06	3200	0,35	0,05	26,65	1860	0,580
9	0,07	1540	2,06	3200	0,35	0,05	24,00	1850	0,580
1	0,08	1640	2,00	3280	0,39	0,06	44,50	815	0,250
2	0,08	1640	2,00	3280	0,39	0,06	41,50	1064	0,325
3	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	40,00	1314	0,370
4	0,08	1640	2,00	3280	0,39	0,06	37,50	1520	0,462
5	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	31,60	1510	0,430
6	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	31,60	1740	0,495
7	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	30,00	1865	0,530

Nr. der Versuche	Wasservermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasservermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q od. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 Q H	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,Q\,H}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
8	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	27,30	1900	0,540
9	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	25,50	1960	0,558
10	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	24,00	2030	0,580
11	0,09	1760	2,00	3520	0,39	0,06	21,75	2000	0,570
12	0,08	1640	1,99	3520	0,39	0,06	20,00	1960	0,556
1	0,12	2010	1,93	3900	0,42	0,07	46,00	840	0,215
2	0,09	1760	2,00	3520	0,42	0,07	43,00	1105	0,313
3	0,08	1645	1,96	3240	0,42	0,07	40,00	1320	0,400
4	0,09	1760	1,95	3435	0,42	0,07	37,50	1518	0,446
5	0,09	1760	1,95	3435	0,42	0,07	35,25	1678	0,490
6	0,09	1760	1,95	3435	0,42	0,07	33,30	1830	0,533
7	0,09	1760	1,95	3435	0,42	0,07	31,50	1960	0,570
8	0,09	1760	1,98	3500	0,42	0,07	30,00	2080	0,595
9	0,10	1840	1,96	3600	0,42	0,07	26,00	2000	0,555
10	0,09	1760	1,95	3440	0,42	0,07	24,50	2070	0,605
11	0,10	1840	1,93	3550	0,42	0,07	21,75	2000	0,563
12	0,08	1645	1,95	3230	0,42	0,07	20,00	1980	0,615
13	0,08	1645	1,95	3230	0,42	0,07	17,40	1855	0,570
14	0,09	1760	1,93	3400	0,42	0,07	15,40	1750	0,515
	Die Turbine tauchte noch mehr ins Unterwasser ein.								
1	0,08	1645	1,72	2830	0,65	0,07	43,00	1105	0,390
2	0,08	1645	1,73	2850	0,65	0,07	40,00	1319	0,460
3	0,07	1540	1,72	2650	0,65	0,07	35,30	1420	0,535
4	0,08	1645	1,72	2830	0,65	0,07	32,50	1543	0,550
5	0,10	1840	1,73	3200	0,65	0,07	31,60	1740	0,545
6	0,08	1645	1,72	2830	0,65	0,07	26,60	1660	0,585
7	0,08	1645	1,73	2850	0,65	0,07	25,50	1770	0,620
8	0,09	1740	1,72	3025	0,65	0,07	24,00	1850	0,610
9	0,10	1840	1,70	3130	0,65	0,07	21,45	1800	0,575
10	0,10	1840	1,71	3150	0,65	0,07	19,40	1780	0,565
	Es waren beide Kränze der Turbine geöffnet.								
1	0,06	1426	2,40	3425	0,01	0,02	52,00	382	0,112
2	0,07	1540	2,41	3720	0,01	0,02	46,00	505	0,136
3	0,07	1540	2,42	3730	0,01	0,02	46,00	673	0,180

Nr. der Versuche	Wasservermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasservermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q ob. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 Q H	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P \cdot v}{1000 Q H}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
4	0,07	1540	2,41	3720	0,01	0,02	46,00	842	0,226
5	0,07	1540	2,41	3720	0,01	0,02	42,75	936	0,251
6	0,07	1540	2,41	3720	0,01	0,02	42,75	1092	0,293
7	0,07	1540	2,41	3720	0,01	0,02	41,25	1208	0,325
8	0,07	1540	2,41	3720	0,01	0,02	38,60	1278	0,344
9	0,07	1540	2,41	3720	0,01	0,02	34,20	1250	0,336
10	0,07	1540	2,40	3700	0,01	0,02	34,20	1380	0,373
11	0,07	1540	2,40	3700	0,01	0,02	35,20	1545	0,418
12	0,07	1540	2,39	3680	0,01	0,02	32,20	1538	0,416
13	0,07	1540	2,39	3680	0,01	0,02	31,51	1610	0,438
14	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	28,00	1540	0,448
15	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	28,00	1640	0,476
16	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	26,60	1665	0,485
17	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	24,50	1620	0,470
18	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	22,50	1560	0,460
19	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	20,60	1510	0,440
20	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	18,40	1420	0,413
21	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	17,10	1360	0,395
22	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	14,60	1230	0,357
23	0,06	1426	2,41	3440	0,01	0,02	13,60	1200	0,350
24	0,10	1840	2,41	4400	0,01	0,02	12,00	1140	0,330
1	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	56,00	1025	0,195
2	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	54,50	1400	0,247
3	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	50,00	1647	0,315
4	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	48,00	1940	0,370
5	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	46,00	2180	0,416
6	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	43,00	2360	0,450
7	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	40,00	2500	0,475
8	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	37,50	2620	0,500
9	0,17	2400	2,19	5250	0,07	0,03	35,30	2715	0,515
10	0,16	2330	2,21	5150	0,07	0,03	33,30	2800	0,542
11	0,175	2400	2,205	5400	0,07	0,03	31,60	2900	0,535
12	0,17	2400	2,22	5310	0,07	0,03	28,50	2815	0,530
13	0,18	2470	2,21	5450	0,07	0,03	26,00	2755	0,505
14	0,195	2575	2,28	5890	0,01	0,03	25,00	2880	0,490
15	0,16	2330	2,215	5190	0,07	0,03	20,65	2520	0,485

Nr. der Versuche	Wasservermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasservermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q od. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 QH	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Auslesitung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,QH}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
16	0,19	2540	2,19	5560	0,07	0,03	18,70	2400	0,433
17	0,17	2400	2,20	5280	0,07	0,03	17,10	2320	0,440
18	0,175	2440	2,18	5350	0,07	0,03	15,10	2140	0,400
1	0,255	2950	2,09	6160	0,07	0,04	60,00	1540	0,350
2	0,255	2950	2,12	6250	0,07	0,04	57,10	1890	0,330
3	0,255	2950	2,12	6230	0,07	0,04	54,50	2200	0,353
4	0,255	2950	2,10	6200	0,07	0,04	52,30	2500	0,403
5	0,255	2950	2,11	6220	0,07	0,04	50,00	2745	0,440
6	0,27	3030	2,10	6190	0,07	0,04	48,00	2980	0,444
7	0,265	3000	2,09	6180	0,07	0,04	46,20	3210	0,520
8	0,25	2920	2,10	6200	0,07	0,04	43,00	3300	0,530
9	0,255	2950	2,10	6190	0,07	0,04	41,50	3500	0,575
10	0,230	2800	2,12	6250	0,07	0,04	40,00	3675	0,590
11	0,250	2920	2,10	6200	0,07	0,04	37,50	3700	0,595
12	0,245	2890	2,11	6220	0,07	0,04	34,30	3630	0,584
13	0,250	2920	2,11	6220	0,07	0,04	31,60	3600	0,580
	Turbine 200 Millimeter ins Unterwasser eingetaucht.								
1	0,13	2100	1,81	3800	0,50	0,03	50,00	919	0,240
2	0,13	2100	1,84	3860	0,48	0,03	46,10	1183	0,305
3	0,13	2100	1,83	3850	0,48	0,03	42,80	1413	0,366
4	0,14	2100	1,81	3800	0,48	0,03	40,00	1620	0,426
5	0,14	2180	1,80	3930	0,48	0,03	37,50	1790	0,455
6	0,14	2180	1,80	3930	0,48	0,03	35,30	1940	0,494
7	0,14	2180	1,81	3850	0,47	0,03	33,30	2070	0,535
8	0,14	2180	1,81	3850	0,47	0,03	30,00	2100	0,545
9	0,14	2180	1,82	3975	0,47	0,03	25,50	1960	0,495
1	0,22	2750	1,66	4560	0,55	0,04	54,50	1000	0,220
2	0,22	2750	1,66	4560	0,55	0,04	53,50	1372	0,300
3	0,24	2880	1,68	4850	0,55	0,04	50,00	1647	0,340
4	0,24	2880	1,66	4800	0,55	0,04	49,10	1860	0,387
5	0,24	2880	1,66	4800	0,55	0,04	43,00	2040	0,425
6	0,23	2800	1,67	4670	0,55	0,04	40,00	2200	0,470
7	0,22	2750	1,68	4630	0,55	0,04	37,50	2330	0,505
8	0,22	2750	1,68	4630	0,55	0,04	36,40	2530	0,545
9	0,22	2750	1,68	4630	0,55	0,04	34,30	2630	0,565

Nr. der Versuche	Wasser-vermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasser-vermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q od. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 QH	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,QH}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
10	0,22	2750	1,68	4630	0,55	0,04	30,00	2540	0,550
11	0,23	2800	1,67	4670	0,55	0,04	29,30	2680	0,574
12	0,23	2800	1,67	4670	0,55	0,04	27,25	2700	0,580
13	0,23	2800	1,67	4670	0,55	0,04	25,00	2650	0,545
1	0,32	3300	1,45	4800	0,65	0,05	60,00	1100	0,230
2	0,32	3300	1,45	4800	0,65	0,05	54,50	1400	0,290
3	0,33	3350	1,45	4875	0,65	0,05	50,00	1654	0,338
4	0,31	3250	1,45	4700	0,65	0,05	43,00	1730	0,368
5	0,31	3250	1,48	4800	0,63	0,05	48,00	2280	0,475
6	0,32	3300	1,49	4900	0,63	0,05	46,00	2530	0,520
7	0,31	3250	1,51	4900	0,63	0,05	45,00	2800	0,570
8	0,32	3300	1,52	5000	0,63	0,05	42,75	2890	0,580
9	0,31	3250	1,51	4900	0,63	0,05	40,00	3100	0,630
10	0,31	3250	1,51	4900	0,63	0,05	37,40	3160	0,650
11	0,31	3250	1,51	4900	0,63	0,05	36,30	3330	0,680
12	0,32	3300	1,51	4990	0,63	0,05	32,30	3140	0,630
13	0,32	4300	1,51	4990	0,63	0,05	30,00	3200	0,640
1	0,33	3350	1,17	3925	0,88	0,06	52,20	958	0,240
2	0,36	3500	1,21	4250	0,88	0,06	51,50	1317	0,310
3	0,35	3450	1,20	4140	0,88	0,06	50,00	1647	0,400
4	0,35	3450	1,20	4140	0,88	0,06	46,10	1860	0,450
5	0,34	3400	1,22	4150	0,88	0,06	44,50	2120	0,510
6	0,33	3350	1,22	4100	0,88	0,06	41,50	2270	0,550
7	0,34	3400	1,22	4150	0,88	0,06	40,00	2480	0,600
8	0,31	3250	1,25	4070	0,88	0,06	38,75	2700	0,660
9	0,31	3250	1,24	4030	0,88	0,06	35,30	2710	0,670
10	0,32	3300	1,24	4100	0,88	0,06	31,60	2900	0,710
11	0,32	3300	1,24	4100	0,88	0,06	30,00	2750	0,670
12	0,32	3300	1,24	4100	0,88	0,06	27,30	2700	0,660
13	0,32	3300	1,24	4100	0,88	0,06	25,00	2650	0,650
14	0,32	3300	1,24	4100	0,88	0,06	22,20	2500	0,610
1	0,38	3600	1,14	4100	0,91	0,07	52,30	1344	0,330
2	0,38	3600	1,145	4100	0,91	0,07	51,40	1692	0,380
3	0,35	3550	1,15	4100	0,91	0,07	46,25	1860	0,450

Nr. der Versuche	Wasservermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasservermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q ob. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 Q H	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Pronyschen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,Q\,H}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
4	0,34	3400	1,18	4000	0,91	0,07	45,40	2160	0,540
5	0,37	3550	1,16	4120	0,91	0,07	43,00	2350	0,570
6	0,37	3550	1,16	4120	0,91	0,07	39,40	2450	0,590
7	0,37	3550	1,16	4120	0,91	0,07	37,60	2620	0,640
8	0,34	3400	1,16	3950	0,91	0,07	35,30	2720	0,690
9	0,34	3400	1,16	3950	0,91	0,07	33,40	2800	0,710
10	0,34	3400	1,17	3990	0,91	0,07	31,60	2900	0,730
11	0,34	3400	1,16	3950	0,91	0,07	28,60	2800	0,710
12	0,34	3400	1,16	3950	0,91	0,07	25,00	2651	0,670
	Turbine 600 Millimeter ins Unterwasser eingetaucht.								
1	0,15	2260	1,08	2445	1,15	0,04	40,00	733	0,300
2	0,16	2340	1,12	2620	1,15	0,04	37,50	958	0,365
3	0,15	2260	1,12	2530	1,15	0,04	35,30	1161	0,460
4	0,17	2410	1,10	2655	1,15	0,04	33,30	1340	0,500
5	0,17	2410	1,11	2675	1,15	0,04	30,00	1430	0,530
6	0,16	2340	1,10	2570	1,15	0,04	27,25	1500	0,580
7	0,15	2260	1,14	2570	1,15	0,04	24,00	1500	0,580
8	0,17	2410	1,10	2655	1,15	0,04	22,20	1550	0,580
9	0,15	2260	1,08	2445	1,15	0,04	17,90	1380	0,565
1	0,20	2600	0,96	2500	1,23	0,05	42,80	785	0,310
2	0,20	2600	0,96	2500	1,23	0,05	40,00	1026	0,410
3	0,19	2545	0,98	2485	1,23	0,05	35,30	1161	0,470
4	0,19	2545	0,98	2485	1,23	0,05	33,40	1340	0,540
5	0,20	2600	0,98	2650	1,23	0,05	30,00	1430	0,560
6	0,20	2600	0,98	2650	1,23	0,05	28,60	1578	0,620
7	0,21	2680	1,01	2720	1,23	0,05	27,30	1700	0,625
8	0,20	2600	0,98	2550	1,23	0,05	24,00	1670	0,655
9	0,19	2545	0,97	2465	1,23	0,05	20,65	1600	0,650
1	0,24	2850	0,86	2365	1,27	0,06	42,80	785	0,330
2	0,25	2910	0,88	2565	1,27	0,06	42,80	1099	0,430
3	0,24	2850	0,88	2510	1,27	0,06	40,00	1319	0,520
4	0,24	2850	0,88	2510	1,27	0,06	35,30	1420	0,560
5	0,24	2850	0,88	2510	1,27	0,06	33,30	1590	0,630
6	0,25	2910	0,89	2595	1,27	0,06	30,00	1650	0,640
7	0,23	2790	0,92	2565	1,27	0,06	27,00	1680	0,650

Nr. der Versuche	Wasservermessung: Druckhöhe über d. Ausflußöffnung h	Wasservermessung: Gewicht des verbrauchten Wassers 1000 Q ob. Liter	Absoluter Effect der Wasserkraft: Totales Gefälle H	Absoluter Effect der Wasserkraft: Absoluter Effect des Motors 1000 Q H	Zustand der Turbine: Höhe, bis zu welcher die Turbine eingetaucht war	Zustand der Turbine: Offene Höhe der Leitcanäle	Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute	Nutzleistung, durch den Prony'schen Zaum gemessen	Güteverhältniß der Turbine $\frac{P.v}{1000\,Q\,H}$
	Meter	Kilgrm.	Meter	Kilgrm.	Meter	Meter	t	Kilgrm.	y
8	0,23	2790	0,92	2665	1,27	0,06	21,40	1480	0,590
9	0,23	2790	0,92	2565	1,27	0,06	19,30	1500	0,590
10	0,23	2790	0,92	2565	1,27	0,06	17,60	1480	0,590
11	0,23	2790	0,92	2565	1,27	0,06	15,70	1470	0,530
1	0,27	3020	0,82	2480	1,30	0,07	42,80	785	0,320
2	0,26	2970	0,84	2500	1,30	0,07	41,30	1057	0,420
3	0,26	2970	0,84	2500	1,30	0,07	40,00	1320	0,530
4	0,26	2970	0,84	2500	1,30	0,07	37,50	1515	0,610
5	0,26	2970	0,84	2500	1,30	0,07	30,00	1430	0,570
6	0,27	3020	0,84	2545	1,30	0,07	30,00	1650	0,650
7	0,26	2970	0,85	2525	1,30	0,07	27,25	1700	0,670
8	0,27	3020	0,84	2545	1,30	0,07	24,00	1670	0,660
9	0,26	2970	0,85	2540	1,30	0,07	21,75	1680	0,660
10	0,26	2970	0,85	2540	1,30	0,07	20,65	1750	0,690
11	0,24	2865	0,85	2445	1,30	0,07	18,70	1715	0,700

Die Versuchsturbine hatte folgende Dimensionen, wobei zu bemerken ist, daß das Laufrad auf der untern Seite etwas nach außen ausgeweitet war:

Aeußerer Durchmesser der Turbine auf der obern Seite 2,412 Meter.
" " " " " " untern " 2,443 "
Höhe des Leitrades . . . . . 0,157 "
" " Laufrades . . . . . 0,180 "

Leitrad:
- Lichte Breite des äußern Schaufelkranzes:
  - an der obern Radebene . . . . . 0,175 "
  - " " untern " . . . . . 0,197 "
- Lichte Breite des innern Schaufelkranzes:
  - an der obern Radebene . . . . . 0,475 "
  - " " untern " . . . . . 0,477 "
- Anzahl Schaufeln des äußern Kranzes . . 34.
- " " " innern " . . 22.

Laufrad:
- " " " äußern " . . 70.
- " " " innern " . . 48.

Alle Leitcanäle waren mit Schiebern nach Fig. 5 Tafel 3 versehn, welche alle miteinander mehr oder weniger gehoben werden konnten.

Der zur Messung der Leistung verwendete Prony'sche Zaum hatte eine Bremsscheibe von 1,300 Meter Durchmesser und 200 Millimeter Breite. Die Hebellänge war $3^1/_2$ Meter und es wurde beständig schwach angeseiftes Wasser auf die Bremse gelassen.

Die Turbine war construirt für ein veränderliches Gefälle von 0,80 bis 2,400 Meter und sollte unter allen Umständen 30 Umdrehungen in einer Minute machen und dabei 30 effective Pferde entwickeln.

Zur Vermessung der Wassermenge wurde im Zuflußcanale in einem Abstande von 4 Meter vom Turbinenhause eine künstliche Schütze angebracht, deren Schwelle 25 Centimeter Höhe und 27 Centimeter Breite hatte.

Die Oeffnung hatte 2,145 Meter lichte Breite und 0,98 Meter Höhe und war beständig eingetaucht.

Die Seitenränder der Schützenöffnung befanden sich in einem Abstande von 35 und 40 Centimeter von den Seitenwänden des Canales.

Die Druckhöhe h über dem obern Rand der Oeffnung variirte von 5 bis 25 Centimetern.

Es wurde der Coefficient 0,625 in Rechnung gebracht, d. h. die Wassermenge wurde zu

$$Q = 0{,}625 \,.\, b \,.\, h \sqrt{2gh}$$

berechnet.

Während jeden Versuches wurde Gefälle und Wassermenge gemessen.

Eine im Ablaufcanal angebrachte Schwelle gestattete, die Turbine beliebig tief im Unterwasser arbeiten zu lassen und das Gefälle beliebig zu reduciren.

Ergebniß der Versuche.

Die höchste Leistung war 71 Procent bei ganz geöffneten Leitcanälen und 61 Procent bei stark reducirter offener Leitcanalhöhe.

Die vortheilhafteste Umdrehungszahl (30) konnte von 22 bis 38, also um $^1/_4$ auf- und abwärts, variiren, ohne daß der Nutzeffect um mehr als 7 bis 9 Procent abnahm.

Bei einer Tauchung bis zu 1300 Millimeter war die höchste Leistung immer noch 70 Procent und somit hatte die Tiefe der Eintauchung (sobald die Tauchung einmal vollständig war) keinen Einfluß auf das Güteverhältniß.

Es ist noch zu bemerken, daß bei der vorliegenden Turbine kein ganz richtiges Verhältniß zwischen den Canalweiten des Lauf- und Leitrades vorhanden war.

c) Bremsversuche mit einer Redtenbacher'schen Jonval-Turbine.

Die vorliegende, nach den Redtenbacher'schen Regeln construirte Jonval-Turbine (geschäftliche Rücksichten verbieten die Angabe des Lieferanten) hatte folgende Dimensionen:

Aeußerer Durchmesser der Turbine und des Leitrades	1,000	Meter.
Das Leitrad war nach oben conisch erweitert auf einen Durchmesser von	1,200	„
Breite der Leitcanäle an der Austrittstelle	0,210	„
„ „ Laufradcanäle an der Ein- und Austrittstelle	0,212	„
„ „ Leitcanäle an der obern Radebene . . .	0,300	„
Höhe des Leitrades	0,260	„
„ „ Laufrades	0,156	„
Anzahl Schaufeln des Leitrades	10.	
„ „ „ Laufrades	18.	
Normale Weite der Leitcanäle an der Austrittstelle .	0,098	„
„ „ „ Laufradcanäle an der Austrittstelle	0,060	„
Die Radschaufeln schnitten die Leitschaufeln unter einem Winkel von	90°.	

Die Turbine war für ein Gefälle von 3,100 Meter und eine Wassermenge von 1000 Litern per Secunde construirt und ihre Leistung auf 36 Pferde angegeben. Die Turbine sollte 100 Umdrehungen in einer Minute machen.

Die in Folge von Zwistigkeiten zwischen Besteller und Lieferant durch Experten angestellten Bremsversuche ergaben folgende Resultate, wobei die Wassermenge durch den Woltmann'schen Flügel und als Controle durch eine Schütze von 2,000 Meter Breite gemessen wurde.

Die offene Höhe der Schütze in dünner Wand mit Contraction auf allen vier Seiten war 300 bis 350 Millimeter; die Druckhöhe über dem obern Rand der Schützenöffnung circa 0,200 Meter und es wurde dabei die Wassermenge nach der Formel

$$Q = 0{,}60\, b\, .\, h \sqrt{2gh}$$

berechnet.

Das Gefälle wurde während jeden Versuches gemessen.

Nr. d. Versuche	Anzahl Umdrehungen in 1 Minute	Gefälle in Metern	Hebelbelastung P Kils.	Nutzleistung $\frac{P.v}{75}$	Güte-verhältniß
		I. Alle 10 Leitcanäle offen.			
1	48	3,659	173,6	21,4	0,43
2	50	3,634	168	21,6	0,44
3	56	3,592	162,4	23,4	0,48
4	60	3,555	156,8	24,2	0,51
5	63	3,700	159,6	25,9	0,52
6	66	3,550	145,6	24,7	0,52
7	66	3,738	159,6	27,1	0,54
8	70	3,627	148,4	26,7	0,55
9	72	3,580	145,6	27,0	0,56
10	72	3,634	148,4	27,5	0,56
11	86	3,634	134,4	29,7	0,61
12	94	3,687	128,8	31,1	0,63
13	106	3,627	112,0	30,5	0,63
14	120	3,580	100,8	31,1	0,65
		II. 8 von den 10 Leitcanälen offen.			
1	58	3,738	151,2	22,6	0,51
2	70	3,615	131,6	23,7	0,57
3	72	3,766	140,0	25,9	0,58
4	80	3,766	131,6	27,1	0,61
5	88	3,766	126,0	28,5	0,64

Anmerkung. Die während der Versuche constante Wassermenge ergab sich zu 1,011 Cubikmeter per Secunde.

Die Länge des Bremshebels war 1,842 Meter.

Die Bremse war auf der Turbinenwelle angebracht.

Resultate.

Größte Nutzleistung nur 65 Procent. Die Ursache dieser geringen Leistung ist in dem verhältnißmäßig zur Radbreite viel zu kleinen Durchmesser der Turbine, sodann ferner in der viel zu großen Schaufeltheilung, sowie in dem Umstande zu suchen, daß die Turbine (wie die meisten frühern Turbinen) keinen äußern Radkranz hatte, indem die Schaufeln (wie bei den neusten Köchlin'schen Turbinen jetzt noch der Fall) fliegend an dem innern Radkranz eingegossen sind.

Zwischen Schaufeln und äußerm Turbinenmantel ist in diesem Falle ein Spielraum erforderlich, durch welchen viel Wasser entweicht, ohne eine Wirkung auszuüben.

Der Abschluß von $^1/_5$ der Leitcanäle war ohne Einfluß auf die Maximalleistung der Turbine, doch wurde dadurch die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen wesentlich reducirt.

Auch hier verminderte die Reduction der vortheilhaftesten Umdrehungszahl das Güteverhältniß nur um 10 Procent, eine Reduction um $^1/_4$ verminderte dieses Verhältniß nur um 3 bis $3^1/_2$ Procent.

d) Die Rittinger'schen Turbinen-Versuche.

Im Jahre 1862 stellte P. Rittinger aus Wien in dem Eisenwerke zu Blansko Versuche mit drei eigens zu diesem Zwecke erstellten Turbinen an, wobei die Wassermenge durch directe Messung in einem Sammelbassin sehr zuverlässig bestimmt werden konnte.

Die Turbinen waren mit verschiedenen Reactionsgraden angeordnet, um zu finden, ob starke oder geringe Reactionsgrade sowohl bei ganz als auch nur theilweise geöffneter Turbine bessere Resultate ergeben.

Die beobachteten Resultate wurden ferner mit den vorher berechneten Resultaten verglichen und es bieten somit diese Versuche ein ganz besonderes Interesse dar.

Die drei mit A_1, A_2 und D_2 bezeichneten verschiedenen Turbinen hatten nachfolgende Constructionsdaten, wobei der äußere Durchmesser aller Turbinen gleich 2′ 2″ Wiener war.

Dimensionen der Versuchsturbinen Nr. I.

Turbine	Anzahl Leitschaufeln	Anzahl Radschaufeln	$m = \frac{U^2}{2gh}$ Reactionsgrad	Winkel α	Winkel β	Winkel γ	Wassermenge in Cubikfuß Wiener	Anzahl Umdrehungen	Normale Weite a der Leitcanäle am Austritt in österr. Linien	Normale Weite a_1 der Radcanäle am Austritt in österr. Linien
A_1	12	24	0,723	12°	151°	26°	6,58	93	15	13
A_2	12	24	0,293	17°	36°	16°	5,37	148	17	6
D_2	12	12	0,227	22°	25°	15°	6,78	177	24	13

Mit jeder Turbine wurden drei Reihen Versuche angestellt und zwar je eine Reihe bei ganz offener, bei $^3/_4$ offener und halb offener Turbine.

Dabei waren die offenen Leitcanäle immer vollständig frei; die übrigen vollständig geschlossen.

Das Gefälle wurde während jeden einzelnen Versuches gemessen und die Wassermenge durch directe Messung im Sammelbassin bestimmt.

Resultate der Rittinger'schen Turbinen-Versuche Nr. I.

Versuchs-Nr.	Belastung des Hebels P	Anzahl Umdrehungen N	Wassermenge M	Gefälle H	Güteverhältniß y
		Turbine A_1 (mit geringer Reaction).			
		Alle 12 Leitcanäle offen.			
1	0	160	4,98	6,25	0
2	8	147	5,25	6,21	0,326
3	10	144	5,33	6,19	0,395
4	12	140	5,40	6,18	0,455
5	14	136	5,48	6,17	0,509
6	16	131	5,57	6,16	0,553
7	18	126	5,66	6,15	0,590
8	20	122	5,74	6,14	0,626
9	22	116	5,83	6,13	0,646
10	24	110	5,92	6,12	0,659
11	26	105	6,02	6,11	0,671
12	27	102	6,07	6,10	0,673
13	**28**	**99**	**6,12**	**6,09**	**0,673**
14	29	96	6,16	6,08	0,672
15	30	93	6,22	6,08	0,667
16	32	87	6,32	6,07	0,656
17	34	80	6,43	6,06	0,631
		9 Leitcanäle offen (Turbine $^3/_4$ offen).			
1	10	143	4,14	6,28	0,497
2	12	135	4,26	6,25	0,550
3	14	127	4,36	6,23	0,591
4	16	119	4,50	6,20	0,620
5	18	111	4,60	6,17	0,636
6	**19**	**107**	**4,66**	**6,15**	**0,641**
7	20	103	4,74	6,14	0,640
8	21	99	4,81	6,13	0,637
9	22	95	4,88	6,12	0,633
10	24	87	5,03	6,09	0,617
11	26	80	5,18	6,06	0,599
		6 Leitcanäle offen (Turbine halb offen).			
1	8	112	3,18	6,45	0,396
2	10	104	3,23	6,43	0,452
3	12	96	3,28	6,41	0,494
4	14	88	3,34	6,40	0,520
5	15	84	3,47	6,39	0,528

Versuchs-Nr.	Belastung des Hebels P	Anzahl Umdrehungen N	Wassermenge M	Gefälle H	Güteverhältniß y
6	**16**	**80**	**3,40**	**6,38**	**0,539**
7	17	76	3,44	6,37	0,533
8	18	72	3,47	6,37	0,530
9	20	64	3,53	6,35	0,515
10	22	57	3,60	6,33	0,497
11	24	49	3,67	6,32	0,468
12	26	41	3,75	6,30	0,408
	Reactions-Turbine A_2 (mit starker Reaction).				
	Alle 12 Leitcanäle offen.				
1	0	242	5,25	6,25	0
2	8	201	5,15	6,25	0,452
3	10	189	5,13	6,25	0,533
4	12	177	5,11	6,25	0,601
5	14	164	5,08	6,25	0,655
6	16	150	5,06	6,25	0,687
7	17	143	5,06	6,25	0,695
8	**18**	**135**	**5,04**	**6,25**	**0,697**
9	19	127	5,02	6,25	0,695
10	20	119	5,01	6,25	0,688
11	22	102	4,99	6,25	0,650
12	24	84	4,97	6,25	0,586
	9 Leitcanäle offen (Turbine $^3/_4$ offen).				
1	8	155	3,64	6,43	0,479
2	10	135	3,64	6,42	0,523
3	**11**	**125**	**3,64**	**6,41**	**0,533**
4	12	114	3,64	6,40	0,531
5	13	104	3,64	6,40	0,525
6	14	93	3,64	6,39	0,506
7	16	73	3,64	6,37	0,455
	6 Leitcanäle offen (Turbine halb offen).				
1	8	131	3,24	6,60	0,443
2	10	114	3,24	6,59	0,482
3	**11**	**106**	**3,24**	**6,58**	**0,494**
4	12	97	3,24	6,58	0,493
5	13	89	3,24	6,57	0,491
6	14	80	3,24	6,57	0,475
7	16	62	3,24	6,56	0,422

Versuchs-Nr.	Belastung des Hebels P	Anzahl Umdrehungen N	Wassermenge M	Gefälle H	Güte-verhältniß y
	Reactions-Turbine D_2 (mit sehr starker Reaction).				
	Alle 12 Leitcanäle offen.				
1	0	268	6,97	5,95	0
2	8	224	6,66	6,01	0,405
3	10	211	6,60	6,03	0,479
4	12	198	6,55	6,05	0,543
5	14	183	6,49	6,06	0,589
6	16	168	6,43	6,08	0,622
7	17	160	6,40	6,09	0,631
8	**18**	**151**	**6,38**	**6,10**	**0,632**
9	19	142	6,35	6,10	0,630
10	20	132	6,32	6,11	0,618
11	22	113	6,24	6,13	0,587
12	24	91	6,19	6,15	0,519
	9 Leitcanäle offen (Turbine $^3/_4$ offen).				
1	12	180	5,61	6,21	0,561
2	14	163	5,57	6,22	0,596
3	16	146	5,53	6,23	0,613
4	17	138	5,50	6,24	0,617
5	**18**	**130**	**5,48**	**6,24**	**0,618**
6	19	122	5,46	6,25	0,614
7	20	113	5,44	6,25	0,600
8	22	97	5,40	6,26	0,570
9	24	81	5,37	6,27	0,522
10	26	64	5,33	6,28	0,450
	6 Leitcanäle offen (Turbine halb offen).				
1	6	196	4,66	6,38	0,357
2	8	179	4,66	6,39	0,435
3	10	161	4,66	6,39	0,489
4	12	143	4,66	6,40	0,520
5	13	134	4,66	6,40	0,528
6	**14**	**125**	**4,66**	**6,40**	**0,530**
7	15	116	4,66	6,41	0,526
8	16	108	4,66	6,41	0,523
9	18	90	4,66	6,42	0,489
10	20	73	4,66	6,42	0,441

Resultate der Versuche.

Beim Vollgang erreichten die Turbinen A_1 und A_2 den höchsten Wirkungsgrad mit 67,3 und 69,7 Procent. Die Turbine D_2 mit sehr starkem Reactionsgrade ergab mit 63,2 Procent eine geringere Leistung. Dagegen ist die Turbine D_2 am wenigsten empfindlich hinsichtlich eines theilweisen Abschlusses der Turbine (Schließen einer Anzahl Leitcanäle).

Das Schließen der Hälfte aller Leitcanäle verminderte den Nutzeffet bei der Turbine D_2 nur um 10 Procent, bei derjenigen A_1 um 13 Procent, dagegen bei derjenigen A_2 um 19 Procent.

Eine Aenderung der vortheilhaftesten Umdrehungszahl um 10 Procent ändert den Nutzeffect

bei der Turbine A_1 um 1—2 Procent,
" " " A_2 " $^1/_2$ "
" " " D_2 " $^1/_3$ "

Die vortheilhafteste Umdrehungszahl wird geringer, wenn ein Theil der Leitcanäle geschlossen wird.

Die Anzahl Umdrehungen für den Leerlauf der Turbine ist theoretisch doppelt so groß als die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen; laut den Versuchen aber verhalten sich diese Umdrehungszahlen

für die Turbine A_1 wie 1,61 : 1,
" " " A_2 " 1,79 : 1,
" " " D_2 " 1,77 : 1.

Die Turbine A_1 consumirt bei demselben Gefälle um so mehr Wasser, je langsamer sie sich dreht; bei den andern beiden Turbinen bleibt sich die absorbirte Wassermenge bei allen Geschwindigkeiten gleich.

Bemerkungen zu den vorstehenden Resultaten.

Auch die Rittinger'schen Versuchsturbinen haben ohne Zweifel eine so mäßige Leistung ergeben, weil dieselben im Durchmesser (ähnlich den Redtenbacher'schen und Köchlin'schen Jonval-Turbinen) zu klein gehalten sind.

Auch sind hier wie bei den meisten ausgeführten Turbinen die Nebenhindernisse bei der Bestimmung der Dimensionen zu wenig berücksichtigt worden.

e) Vierte und fünfte Rittinger'sche Versuchsturbine.

Auf dem Eisenwerke zu Mariazell wurden im Jahre 1862 auf Veranlassung Rittinger's Versuche mit zwei fernern Turbinen und zwar von Ingenieur Rowlandson angestellt.

Beide Turbinen sind mit geringem Reactionsgrade angeordnet und nach der Rittinger'schen Turbinentheorie construirt, deren Resultate mit denjenigen des vorliegenden Werkes ziemlich gut übereinstimmen, bis an die mangelhafte Berücksichtigung der Nebenhindernisse und unvortheilhafte Wahl der Dimensionen.

Die Turbinen geben deßhalb bei nicht voller Beaufschlagung sehr ungünstige, dagegen bei voller Beaufschlagung ziemlich befriedigende Resultate.

Die Hauptdaten der beiden Versuchsturbinen, die wir mit A_4 und A_5 bezeichnen wollen, sind in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt.

Der Halbmesser beider Turbinen war 10 Zoll östr. und waren dieselben construirt für eine Wassermenge per Secunde von 4,77 Cubikfuß östr. für A_4 und 5,01 Cubikfuß östr. für A_5.

Auch hier wurde die Wassermenge direct durch ein Sammelbassin gemessen, so daß die Resultate so vollständig zuverlässig sind, wie dieß bei keinem andern Meßverfahren der Fall ist.

Die Rittinger'schen Turbinenversuche gehören denn aus diesem Grunde auch zu den werthvollsten und interessantesten dieser Art.

Es muß hinsichtlich der beiden vorliegenden Turbinen noch besonders hervorgehoben werden, daß die eine Turbine A_4 mit der gewöhnlich üblichen Schaufelform für Canäle mit gleichmäßig abnehmender normaler Weite, die andere A_5 dagegen mit Laufradcanälen von gleicher horizontaler (nicht normaler) Weite versehn war, wie Fig. 2 Tafel 28 dieselben zeigt.

Diese Turbine bildet einen speciellen Fall, auf welchen wir später wieder besonders zurückkommen werden.

	Turbine A_4	Turbine A_5
1) Werth von m in der Formel $U = \sqrt{2gmh}$, den Reactionsgrad definirend	0,720	0,720
2) Ausflußgeschwindigkeit U	$0{,}85\sqrt{2gh}$	$0{,}85\sqrt{2gh}$
3) Anzahl Leitcanäle	12	12
4) „ Radcanäle	24	24
5) Winkel α	12°	14°
6) „ β	153°	151°
7) „ γ	25°	25°
8) Theoretisch vortheilhafteste Tourenzahl .	148	149
9) Normale Weite der Leitcanäle am Austritt	8,17‴ östr.	9,5‴ östr.
10) „ „ „ Radcanäle „ „ .	8,8‴ „	8,5‴ „
11) „ „ „ „ „ Eintritt	9,33‴ „	9,5‴ „

Diese beiden Turbinen haben hinsichtlich ihrer Beschaufelung ꝛc. große Aehnlichkeit mit den neusten Girard-Turbinen, nur fehlt hier die seitliche Ausweitung der Laufradcanäle, welche einen kleinern Winkel y gestattet.

Resultate der zu Mariazell bei 9 Fuß Gefälle angestellten Rittinger'schen Turbinen-Versuche.

Versuchs-Nr.	Belastung des Bremshebels Q in Pfdn. östr.	Anzahl Umdrehungen N der Turbine	Wassermenge M per Secunde in Cubf. östr.	Gefälle H in Fußen östr.	Güteverhältniß y der Turbine
Reactionsturbine A_4 mit gleichmäßig abnehmenden Canalweiten.					
Voll beaufschlagt oder 12 Leitcanäle offen.					
1	0	289	3,06	9,34	0
2	14	186	3,78	9,22	0,693
3	16	171	3,89	9,20	0,711
4	17	164	3,94	9,20	0,715
5	18	156	4,00	9,19	0,711
6	20	141	4,05	9,17	0,705
7	22	126	4,17	9,16	0,674
8	24	112	4,30	9,14	
9 Leitcanäle offen.					
1	6	92	1,37	9,63	0,388
2	7	83	1,42	9,62	0,396
3	8	75	1,46	9,62	0,396
4	9	68	1,51	9,61	0,391
5	10	62	1,57	9,61	0,382
6	12	51	1,69	9,59	0,351
7	14	41	1,84	9,58	0,302
6 Leitcanäle offen.					
1	0	215	1,17	9,61	0
2	4	112	1,23	9,58	0,352
3	5	96	1,25	9,57	0,371
4	6	81	1,28	9,56	0,369
5	7	67	1,30	9,56	0,350
6	8	55	1,32	9,55	0,324
Reactionsturbine A_5 mit gleichen horizontalen Canalweiten.					
Voll beaufschlagt oder 12 Leitcanäle offen.					
1	0	289	3,03	9,18	0
2	12	184	3,60	9,14	0,623

Versuchs-Nr.	Belastung des Bremshebels Q in Pfdn. östr.	Anzahl Umdrehungen N der Turbine	Wassermenge M per Secunde in Cubf. östr.	Gefälle H in Fußen östr.	Güteverhältniß y der Turbine
3	13	176	3,66	9,14	0,636
4	14	167	3,71	9,13	0,641
5	15	159	3,77	9,13	0,645
6	16	150	3,82	9,12	0,639
7	18	143	3,95	9,12	0,618
8	20	115	4,08	9,11	0,575
		6 Leitcanäle offen.			
1	0	210	1,16	9,50	0
2	2	160	1,19	9,50	0,262
3	3	135	1,21	9,50	0,310
4	4	110	1,23	9,50	0,349
5	5	85	1,26	9,50	0,314
6	6	60	1,28	9,50	0,275

Bemerkungen zu den obenstehenden Resultaten.

Die Turbine A_4 mit gleichmäßig abnehmenden Canalweiten (des Laufrades) ergab eine maximale Leistung von $71\frac{1}{2}$ Procent, dagegen diejenige A_5 mit gleichen horizontalen Canalweiten nur eine solche von $64\frac{1}{2}$ Procent.

Bei $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung sank die Leistung auf circa 40 Procent, bei halber Beaufschlagung auf 35 bis 37 Procent.

Die Abnahme bei $\frac{3}{4}$ gegenüber voller Beaufschlagung ist hier sehr bedeutend, dagegen bei halber gegenüber $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung sehr gering.

Bei der Turbine A_4 verhält sich die Umdrehungszahl beim Leergang zur vortheilhaftesten wie 289 : 164 oder wie 1,76 : 1 bei voller Beaufschlagung und wie 215 : 96 oder wie 2,24 : 1 bei halber Beaufschlagung.

f) Die Rittinger'schen Versuchsturbinen Nr. 6 bis 8.

Eine dritte Reihe von Versuchen stellte Rowlandson auf Rittinger's Veranlassung mit drei fernern besonders zu diesem Zwecke construirten Turbinen an und zwar ebenfalls auf dem Eisenwerke zu Blansko, jedoch mit einem höhern Gefälle von 18 Fuß östr., wobei die Wassermenge wiederum direct durch einen Sammelkasten gemessen wurde.

Die drei Versuchsturbinen, die wir mit A_6, B_1 und B_2 bezeichnen,

waren die ersteren mit kleinerm Reactionsgrade ($U = 0{,}85\sqrt{2gh}$), die beiden letztern fast ganz ohne Reaction ($U = 0{,}955\sqrt{2gh}$) angeordnet.

Die Schaufel-Construction war bei der ersten Turbine A_6 die gewöhnliche mit gleichmäßig abnehmenden Canalweiten; bei den beiden andern Turbinen sind sämmtliche Dimensionen genau dieselben, nur ist die eine Turbine ebenfalls mit gewöhnlichen Schaufeln versehn, während die andere dagegen Canäle mit gleicher normaler Canalweite hatte und deßhalb mit Rückschaufeln nach Fig. 1, Tafel 30 versehn war, welche Figur genau die angewendete Schaufelform darstellt.

Der Zweck der Versuche mit den zwei letztgenannten Turbinen war es, ausfindig zu machen, welche von den beiden Schaufelformen bessere Resultate ergebe.

Wir werden auf die Versuchsresultate der beiden letztgenannten Turbinen bei Besprechung der reinen Actionsturbinen ausführlicher zurückkommen.

Folgendes sind die Daten und Dimensionen der drei Versuchsturbinen:

	I. Turbine A_6 mit gewöhnlicher	II. Turbine B_1 Schaufelform	III. Turbine B_2 mit gleicher normaler Canalweite
1) Gefälle	18′ östr.	18′ östr.	18′ östr.
2) Wassermenge, für welche die Turbinen berechnet waren	3,3 Cubf.	3,55 Cubf.	3,55 Cubf.
3) Halbmesser der Turbinen	0,583′ östr.	0,583′ östr.	0,583′ östr.
4) Anzahl Leitschaufeln . .	12	12	12
5) „ Radschaufeln . .	24	20	20
6) Werth von m in $U = \sqrt{2gmh}$	0,723	0,917	0,917
7) Werth von U	$0{,}85\sqrt{2gh}$	$0{,}955\sqrt{2gh}$	$0{,}955\sqrt{2gh}$
8) Winkel a	14° 40′	14° 10′	14° 10′
9) „ β	149° 40′	156°	156°
10) „ y	26° 10′	29°	29°
11) Berechnete vortheilhafteste Tourenzahl	299	265	265
11) Normale Weite: der Leitcanäle am Austritt	7,2‴ östr.	6,9‴ östr.	6,9‴ östr.
13) „ Radcanäle „ „ .	6‴ „	8,6‴ „	8,6‴ „
14) „ „ „ Eintritt	7,2‴ „	6,9‴ „	6,9‴ „

Resultate der zu Mariazell bei 18 Fuß Gefälle angestellten Rittinger'schen Turbinen-Versuche.

Versuchsturbinen A_6, B_1 und B_2.

Versuchs-Nr.	Belastung des Bremshebels Q in östr. Pfdn.	Anzahl Umdrehungen N der Turbine per Minute	Wassermenge M per Secunde in Cubf. östr.	Gefälle H in Fußen östr.	Güteverhältniß y der Turbine
		Volle Beaufschlagung oder 12 Leitcanäle offen.			
		1) Leitrad I, Laufrad I.			
1	0	586	2,41	17,61	0
2	2	540	2,48	17,58	0,231
3	4	493	2,55	17,55	0,410
4	6	447	2,62	17,52	0,544
5	8	400	2,69	17,49	0,633
6	10	354	2,75	17,46	0,687
7	11	331	2,79	17,45	0,697
8	12	308	2,82	17,43	**0,700**
9	13	285	2,86	17,42	0,694
10	14	262	2,89	17,40	0,679
11	16	216	2,96	17,37	0,626
		2) Leitrad I, Laufrad II.			
1	6	436	2,75	17,52	0,506
2	8	398	2,83	17,48	0,599
3	10	360	2,91	17,44	0,660
4	12	322	2,98	17,40	0,694
5	13	303	3,02	17,38	**0,701**
6	14	284	3,06	17,36	0,697
7	16	246	3,14	17,32	0,674
8	18	208	3,22	17,28	0,627
		3) Leitrad I, Laufrad III.			
1	6	437	2,87	17,47	0,487
2	8	400	2,95	17,43	0,580
3	10	364	3,02	17,39	0,645
4	12	327	3,10	17,36	0,679
5	13	309	3,14	17,34	0,687
6	14	291	3,17	17,32	**0,691**
7	15	272	3,21	17,30	0,684
8	16	254	3,25	17,28	0,674
9	18	218	3,32	17,24	0,639

Versuchs-Nr.	Belastung des Bremshebels Q in Pfdn. östr.	Anzahl Umdrehungen N der Turbine per Minute	Wassermenge M per Secunde in Cubf. östr.	Gefälle H in Fußen östr.	Güteverhältniß y der Turbine
		4) Leitrad III, Laufrad I.			
1	6	447	2,67	17,50	0,535
2	8	405	2,76	17,47	0,626
3	10	363	2,85	17,43	0,680
4	12	321	2,94	17,39	0,701
5	13	300	2,98	17,37	**0,703**
6	14	279	3,02	17,35	0,694
7	16	237	3,11	17,31	0,656
		5) Leitrad III, Laufrad II.			
1	6	430	2,84	17,45	0,485
2	8	392	2,92	17,41	0,574
3	10	357	3,00	17,37	0,638
4	12	320	3,08	17,33	0,670
5	13	302	3,12	17,30	**0,678**
6	14	283	3,16	17,28	0,676
7	16	247	3,24	17,24	0,659
8	18	210	3,32	17,20	0,616
		6) Leitrad III, Laufrad III.			
1	6	440	2,92	17,49	0,481
2	8	403	3,00	17,36	0,576
3	10	367	3,08	17,32	0,641
4	12	332	3,16	17,29	0,679
5	13	115	3,20	17,27	**0,691**
6	14	297	3,24	17,25	0,691
7	15	279	3,28	17,24	0,690
8	16	261	3,32	17,22	0,680
9	18	225	3,40	17,19	0,645
		Halbe Beaufschlagung oder 6 Leitcanäle offen.			
		7) Leitrad III, Laufrad I.			
1	4	300	1,68	18,02	0,369
2	6	239	1,73	17,99	0,429
3	7	209	1,76	17,98	**0,431**
4	8	179	1,78	17,97	0,417
5	10	119	1,83	17,94	0,337
6	12	60	1,87	17,92	0,200

Versuchs-Nr.	Belastung des Bremshebels Q in Pfdn. östr.	Anzahl Umdrehungen N der Turbine per Minute	Wassermenge M per Secunde in Cubf. östr.	Gefälle H in Fußen östr.	Güteverhältniß y der Turbine
		¼ Beaufschlagung oder 3 Leitcanäle offen.			
		8) Leitrad III, Laufrad I.			
1	2	223	0,90	18,23	0,253
2	3	174	0,92	18,23	0,293
3	4	126	0,93	18,23	0,277
4	6	30	0,96	18,23	0,121

Bemerkungen zu den obigen Versuchsresultaten.

Die gewöhnliche Schaufelform mit gleichmäßig abnehmenden Canalweiten ergiebt dieselben Resultate wie diejenige mit gleicher normaler Canalweite.

Bei voller Beaufschlagung ergaben sämmtliche drei Turbinen sehr nahe dieselbe maximale Leistung von 70 Procent.

Die Leiträder der verschiedenen Turbinen sind auch gegen einander ausgewechselt worden und es lassen die Resultate einen Unterschied in der Leistung nicht erkennen, was übrigens bei dem geringen Unterschiede in deren Dimensionen nicht anders zu erwarten war.

Auch hier hat das Güteverhältniß bei nur halber Beaufschlagung der Turbine (bei 6 zugedeckten Leitcanälen) sehr abgenommen und zwar bis auf 43 Procent.

Bei ¼ Beaufschlagung war die Nutzleistung nur noch 30 Procent.

g) **Vergleichung der theoretischen Resultate mit den Versuchsresultaten.**

Die theoretisch berechneten Resultate sind neben den beobachteten Resultaten in der nachfolgenden Tabelle zusammengestellt für die sämmtlichen 8 Rittinger'schen Versuchsturbinen und zwar:

1) die von der Turbine consumirte Wassermenge M;
2) die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen n in einer Minute;
3) die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade.

Aus der Vergleichung der berechneten und der beobachteten Resultate geht hervor, daß die wirklichen (beobachteten) Werthe durchgängig etwas kleiner waren als die berechneten theoretischen Werthe; jedoch ist der Unterschied so gering, daß diese Vergleichung den Beweis von der Richtigkeit der Turbinentheorie in sehr befriedigender Weise leistet, namentlich wenn man bedenkt, daß die Nebenhinderniſse bei der Berechnung der sämmtlichen Werthe zu wenig berücksichtigt worden sind, wie dieß bei der Vergleichung der verschiedenen Turbinentheorien näher erörtert werden soll.

Bezeichnung der Turbine	Gefälle H in Fußen östr. beobachtet	Wassermenge M per Secunde in Cubf. östr.		Anzahl Umdrehungen n der Turbine in 1 Minute			Ausflußgeschwindigkeit U aus den Leitcanälen	
		nach der wirklichen Canalbreite berechnet	beobachtet	nach der wirklichen Wassermenge berechnet	nach der theoretischen Wassermenge berechnet	beobachtet	berechnet	beobachtet
Blanskoer Turbine A_1 . . .	6,09	7,461	6,115	97,5	88,3	99	16,53	13,54
„ „ A_2 . . .	6,25	5,451	5,041	158,0	151,9	135	10,65	9,86
„ „ D_2 . . .	6,10	6,694	6,376	184,7	180,2	151	9,27	8,83
Mariazeller „ A_4 . . .	9,20	3,841	3,945	165,5	167,7	164	20,31	20,88
„ „ A_5 . . .	9,13	4,43	3,770	124,0	153,0	159	20,20	17,14
„ „ A_6 *) . .	17,43	3,248	2,82	316,0	295,0	308	27,9	24,1
„ „ B_1 **) . .	17,38	3,494	3,02	281,0	261,0	303	31,4	27,0
„ „ B_2 ***) .	17,25	3,481	3,24	269,0	260,0	297	31,3	29,0

*) Leitrad I, Laufrad I.

**) Leitrad I, Laufrad II.

***) Leitrad III, Laufrad III.

h) Bremsversuche des Verfassers mit einer neuern zweikränzigen Jonval-Turbine.

Anläßlich einer Streitfrage zwischen einer süddeutschen Spinnerei und einem schweizerischen Maschinenfabrikanten stellte der Verfasser im Jahre 1873 mit einer zweikränzigen Jonval-Turbine genaue Bremsproben an.

Der Lieferant hatte für eine variable Wassermenge von 1230 bis 2460 Liter eine zweikränzige Turbine geliefert und für die volle Beaufschlagung eines oder beider Kränze je 75 Procent Nutzleistung garantirt, was sich nachträglich als zuviel erwiesen hat, indem die Turbine die vertragsmäßige Leistung nicht erreichte, was auch nach des Verfassers Ansicht überhaupt nicht möglich ist.

Die Turbine war für ein Gefälle von

2,200 bis 2,400 Meter

und eine Wassermenge per Secunde von

1100 bis 2400 Liter

construirt und sollte dem Plane nach 80 Umdrehungen in einer Minute machen.

Die Dimensionen waren folgende:

Lichter innerer Durchmesser des innern Kranzes .	800	Millimeter.
Lichte Breite „ „ „ .	200	„
„ „ „ äußern „ .	130	„
Lichter äußerer Durchmesser „ „ „ .	1490	„
Mittlerer Durchmesser der Scheidewand beider Kränze	1200	„
Mittlerer Durchmesser des äußern Schaufelkranzes	1330	„
„ „ „ innern „ .	1000	„
Anzahl Schaufeln „ äußern „ .	30	„
„ „ „ innern „ .	24	„
Schaufeltheilung „ äußern „ .	139	„
„ „ innern „ .	131	„
Normale Weite s beim äußern Schaufelkranz . .	64	„
„ „ s „ innern „ . .	62	„
„ „ s_1 „ äußern „ . .	57	„
„ „ s_1 „ innern „ . .	55	„

Summe der Ausflußquerschnitte des äußern Kranzes	A =	0,260	Quadratmeter.
Summe der Ausflußquerschnitte des innern Kranzes	A =	0,267	„
Totaler Werth von	A =	0,527	„
Höhe des Laufrades		180	Millimeter.
„ „ Leitrades		150	„

Die Vermessung der Wassermenge geschah mittelst eines Woltmann'schen Flügels, sowie durch einen Ueberfall von gleicher Breite mit dem glatten hölzernen Canale und mit dünner, scharfkantiger, verticaler Wand, wobei die Wassermenge nach der Formel

$$Q = 0{,}443\ b\,h\,\sqrt{2\,g\,h}$$

berechnet wurde, da die Canaltiefe ungefähr das Dreifache der Druckhöhe h betrug.

Es war die Breite b = 4,615 Meter, die Druckhöhe h = 0,420 Meter, die Canaltiefe vor dem Ueberfall 1,260 Meter und somit

$$Q = 4{,}615 \times 0{,}42 \times 0{,}443\ \sqrt{19{,}6 \times 0{,}42} = 2{,}460 \text{ Cubikmeter.}$$

Bei geöffnetem, äußerm Kranze allein ergab sich sehr annähernd die Hälfte dieses Wasserquantums.

Die Messung mittelst des Schwimmers ergab ziemlich übereinstimmend mit dem Woltmann'schen Flügel eine etwas größere Wassermenge und ist der Verfasser der Ansicht, daß die wirkliche Wassermenge noch um etwas größer als die angegebene war (so vollkommen genau ist eine solche Vermessung leider unmöglich durchzuführen), so daß die in der folgenden Tabelle enthaltenen Versuchsresultate eher noch etwas zu günstig angegeben sind, als es in Wirklichkeit der Fall gewesen sein mag.

Dieß hat übrigens keinen Nachtheil. Vollkommen genau können solche Resultate überhaupt nicht sein und es kommt daher nicht darauf an, ob die Leistung einer Turbine sich um 1 oder 1½ Procent auf dem Papiere höher stelle; wenn man nur weiß, wie groß diese Leistung bei einer und derselben Messungsart sich einer andern Turbine gegenüber stellt.

Aus diesem Grunde soll man, wo immer möglich, die Wasservermessung nach demselben Modus und unter Anwendung derselben Coefficienten durchführen.

Versuchsresultate des Verfassers mit einer doppelkränzigen neuern Jonval-Turbine.

Nr. der Versuche	n Angahl Umdrehungen in 1 Minute	v Geschwindigkeit des Hebelendes in 1 Secunde	P Belastung des Hebelendes	P.v Leistung der Turbine mit dem Zaum gemessen	P.v Leistung der Turbine in Pferden	Q Wassermenge per Secunde	h Gefälle	1000 Qh Absoluter Effect	y Güteverhältniß $\frac{P.v}{1000\,Qh}$
		Meter	Kils.	Kilgmet.		Liter	Meter	Kilgmet.	
I. Versuchsreihe. Es waren beide Kränze der Turbine vollständig geöffnet.									
1	103	32,36	120	3883	51,77	2460	2,280	5609	0,692
2	94	29,53	139	4105	54,73	2460	2,270	5584	0,735
3	87	27,33	151	4127	55,03	2460	2,270	5584	0,739
4	82	25,76	162	4173	55,37	2460	2,282	5616	**0,743**
5	76	23,87	173	4130	55,06	2460	2,280	5609	0,737
6	71	22,30	177	3947	52,63	2460	2,280	5609	0,704
7	65	20,42	190	3880	51,73	2460	2,290	5633	0,688
8	53	16,65	205,5	3422	45,63	2460	2,300	5658	0,605
9	41	12,88	230,5	2969	39,60	2460	2,300	5658	0,525
10	31	9,74	255	2484	33,10	2460	2,300	5658	0,440
11	15	4,71	310	1460	20,00	2460	2,310	5682	0,257
12	0	—	320	—	—	2460	2,310	5682	0
13	159	—	0	—	—	2460	2,300	5658	0
II. Versuchsreihe. Es war nur der äußere Kranz allein offen.									
1	110	34,56	53,5	1850	24,68	1230	2,460	3026	0,612
2	97	30,47	63	1919	25,41	1230	2,460	3026	0,631
3	93	29,21	68	1986	26,46	1230	2,460	3026	0,656
4	85	26,70	77	2056	27,30	1230	2,460	3026	0,677
5	78	24,55	85,5	2099	27,90	1230	2,500	3075	0,682
6	73	22,93	92	2109	28,12	1230	2,500	3075	**0,686**
7	69	21,68	97	2105	28,00	1230	2,500	3075	0,683
8	62	19,48	102	1987	26,64	1230	2,500	3075	0,650
9	55	17,28	106	1832	24,50	1230	2,500	3075	0,598
10	44	13,82	108	1493	20,00	1230	2,530	3112	0,483
11	30	9,42	125	1177	15,76	1230	2,530	3112	0,380
12	18	5,65	128	723	9,62	1230	2,530	3112	0,232
13	9	2,83	144	407	5,40	1230	2,530	3136	0,130
14	0	—	170	—	—	1230	2,580	3174	—
15	138	Leergang	0	—	—	1230	2,460	3026	—

Anmerkungen. Der Bremshebel hatte eine Länge von 3,000 Meter, die Bremsscheibe einen Durchmesser von 0,900 Meter bei einer Breite von 240 Millimeter. Während der ganzen Dauer der Versuche wurde ununterbrochen mit Seifenwasser und Oel geschmiert.

Bei Versuch 10 der Versuchsreihe I fing der Hebel der Bremse an zu zittern; bei Nr. 11 treten starke Vibrationen der ganzen Transmission ein, verursacht durch das Hapern der stark rauchenden Bremsbacken, Bei Nr. 12 stand die Turbine plötzlich fest.

In dieser letztern Stellung hielt die Belastung P dem Wasserdrucke auf das ruhende Turbinenrad gerade das Gleichgewicht, wobei die Belastung P sehr nahezu gerade das Doppelte derjenigen für die vortheilhafteste Umdrehungsgeschwindigkeit ist, wie dieß auch die Theorie verlangt.

Bei Versuch Nr. 13 lief die Turbine ohne Belastung, d. h. ganz leer, sehr nahezu mit der doppelten vortheilhaftesten Umdrehungsgeschwindigkeit, wie dieß ebenfalls durch die Theorie verlangt wird, wie wir später unter dem Artikel „Anleitung zur Anstellung von Bremsversuchen" eingehend erörtert finden werden.

Resultate der Versuche.

Die maximale Leistung bei voller Beaufschlagung beider Kränze ergab sich zu circa 74 Procent.

Bei der Hälfte der vortheilhaftesten Umdrehungszahl (41 gegen 82) war die Leistung noch 52 Procent.

Eine Veränderung der vortheilhaftesten Umdrehungszahl um 6 bis 7 Procent verminderte die Leistung nur um $\frac{1}{2}$ Procent; eine Veränderung derselben um 20 Procent circa 5 Procent.

Die Leistung der Turbine verminderte sich bei Abschluß des ganzen innern Schaufelkranzes um circa 6 Procent.

Die vortheilhafteste Umdrehungszahl verminderte sich bei Abschluß des ganzen innern Schaufelkranzes um circa 12 Procent.

Dieß ist dadurch erklärlich, daß das Abschließen des Schaufelkranzes durch gußeiserne, einfach aufgelegte Deckel nicht vollkommen ist, daß vielmehr wesentlicher Wasserverlust stattfinden muß und daß ferner die Umdrehung des abgeschlossenen Schaufelkranzes im Unterwasser Kraft erfordert.

i) Graphische Darstellung der Versuchsresultate.

Man erhält ein sehr anschauliches Bild, wenn man die Versuchsresultate der Turbinen graphisch darstellt, indem man die Anzahl

Umdrehungen in einer Minute auf einer horizontalen Linie als Abscissen und die entsprechende Nutzleistung in Procenten als Ordinaten aufträgt und die so erhaltenen Punkte durch eine Linie vereinigt.

In Fig. 1, Tafel 28 sind die Resultate der obigen Versuchsreihe I auf diese Weise zur Anschauung gebracht.

Der Punkt o entspricht dem Stillstand der Turbine; die Höhen 15 — a, 30 — b, 53 — c u. s. w. drücken die den Umdrehungszahlen 15, 30, 53 u. s. w. entsprechenden Nutzleistungen (in Procenten) aus.

Die Punkte o, a, b, c, d &c. sind in der obigen Figur genau so aufgetragen, wie sie sich aus den Versuchen ergeben.

Die Verbindungslinie o, a, b, c, d, e geht nicht mitten durch alle erhaltenen Punkte hindurch; es liegen einige zur Seite derselben, was von den unvermeidlichen Beobachtungsfehlern herrührt.

Je mehr die erhaltenen Punkte sich alle durch eine regelmäßige Curve verbinden lassen, um so mehr haben die Versuchsresultate Anspruch auf Zuverlässigkeit und jede Unregelmäßigkeit oder Unrichtigkeit kommt bei der graphischen Darstellung sogleich zum Vorschein.

Man sieht, in welchem Sinne die Resultate von ihrem eigentlichen richtigen Werthe abweichen und kann dieselben sogar einer sehr werthvollen Correctur unterziehn, indem man mit sicherer Hand eine regelmäßige Curve zieht, welche zwischen den aufgetragenen Punkten oder durch dieselben hindurchgeht.

So liegt der Punkt i, welcher dem Versuche Nr. 6 der Serie I entspricht, unterhalb der Curve, und ist dieß ein deutlicher Beweis, daß dieses Resultat zu klein erhalten worden ist.

Ebenso müßten die den Punkten r und c entsprechenden Resultate einer ganz kleinen Correctur unterzogen werden, da die Curve dort eine kleine Unregelmäßigkeit aufweist.

k) Bremsversuche mit der Jonval-Turbine (Tafel 5) des städtischen Wasserwerkes in Bern, durchgeführt im Jahre 1878.

Die vorliegende, auf Tafel 5 genau dargestellte doppelkränzige Jonval-Turbine wurde von Theodor und Friedrich Bell in Kriens für das Wasserwerk der Stadt Bern in zwei gleichen Exemplaren von zusammen 230 Pferden Stärke ausgeführt.

Es war eine Nutzleistung von 70 Procenten garantirt worden, was für Motoren zur Ausnützung so bedeutender Wassermassen (über 6000 Liter per Secunde für jede Turbine) schon als eine recht gute Leistung zu bezeichnen ist.

Vor der Uebernahme der Motoren Seitens der Stadt Bern wurde die Leistung der beiden Turbinen durch eine Expertencommission festgestellt und bilden die dießbezüglichen Bremsversuche den Gegenstand der vorliegenden Erörterung.

Die Wasservermessung wurde während der Bremsversuche von Ingenieur Lauterburg aus Bern als Experte der Stadt Bern gemeinschaftlich mit dem Verfasser als Constructeur der Turbinen durchgeführt, während die Bremsversuche selbst von Ingenieur Largin aus Luzern als Experte des Hauses Bell vorgenommen wurden. Professor Socin aus Basel figurirte als Obmann.

Die Wassergeschwindigkeit wurde im Ablaufcanale an einer regelmäßigen Stelle durch zwei Woltmann'sche Flügel bestimmt, von welchen der eine von Ingenieur Lauterburg schon bei unzähligen Wasservermessungen benützt worden war und dessen Coefficienten als sehr genau bekannt betrachtet werden konnten.

Beide Flügel waren gänzlich verschieden construirt, ergaben aber sehr befriedigend übereinstimmende Resultate.

Der rechtwinklige Canalquerschnitt war
bei Versuch Nr. 1 4,370 Meter breit, 0,580 Meter tief = 2,534 Quadratm.,
„ „ „ 2 4,370 „ „ 0,55 „ „ = 2,403 „

Die mittlere Wassergeschwindigkeit ergab sich
bei Versuch Nr. 1 zu 2,638 Meter per Secunde,
„ „ „ 2 „ 2,700 „ „ „

Daher die Wassermenge (für eine Turbine)
bei Versuch Nr. 1 = 6675 Liter per Secunde,
„ „ „ 2 = 6480 „ „ „

Die Bremse von 1000 Diameter und 4 Meter Hebellänge konnte nicht auf der Turbinenwelle selbst, sondern auf einer zweiten Transmissionswelle angebracht werden, wobei die Reibung zweier conischer Räderpaare und der beiden Transmissionswellen in ihren Lagern berechnet und zu der gebremsten Leistung zugefügt werden mußte.

Diese Reibung wurde für die Räder nach den Regeln in Reuleaux's Constructeur (Seite 429) unter Annahme des Reibungs-Coefficienten 0,15 für Holz- in Eisenzähne, dagegen die Lagerreibung unter Annahme des Reibungs-Coefficienten 0,07 berechnet.

Die Vermehrung der Lagerreibung durch den Arbeitsdruck wurde bei der Berechnung der Nutzleistung zu Ungunsten des Lieferanten vernachlässigt. Ebenso die Vermehrung der Lagerreibung durch den axial gerichteten Druck auf die Lagerschalen.

Versuch Nr. 1.

Wassermenge per Secunde	6675 Liter.
Totales Gefälle	1,712 Meter.
Theoretischer Effect $\frac{1000\,Q\,h}{75}$	152,5 Pferde.
Gebremste Arbeit { 100 Umdrehungen, 4,000 Meter Hebellänge, 180 Kils. Belastung }	100,5 „
Berechneter Betrag der Reibung	7,5 „
Effective Leistung der Turbine	108 „
Güteverhältniß	0,71 oder 71 Proc.

Versuch Nr 2.

Wassermenge per Secunde	6480 Liter.
Totales Gefälle	1,690 Meter.
Theoretischer Effect $\frac{1000\,Q\,h}{75}$	146 Pferde.
Gebremste Arbeit { 97,6 Umdrehungen, 179½ Kils. Belastung, 4,000 Meter Hebellänge }	97,83 „
Berechneter Betrag der Reibung	7,50 „
Effective Leistung der Turbine	105,33 „
Güteverhältniß $\frac{105{,}33}{146}$	0,72 oder 72 Proc.

Die Turbine war berechnet auf 26 Umdrehungen in einer Minute bei 2,000 Meter Gefälle.

Beim Leerlauf machte dieselbe genau 52 Umdrehungen in einer Minute bei 1,800 Meter Gefälle.

Die Belastung des Bremshebels auf 381 Kils. brachte die Turbine gerade zum Stillstand, wobei das statische Gleichgewicht von Belastung und Wasserdruck vorhanden war.

Die auf 7½ Pferde berechnete Reibung wurde vom Verfasser nach Beendigung der Bremsversuche auf directe Weise gemessen, indem die Turbine gänzlich vom Wasser entleert und jede Belastung der equilibrirten Bremse entfernt wurde.

Es ergab sich, daß ein auf das Hebelende gelegtes Gewicht von 13 Kils. die Turbine sammt Transmission gerade noch zur Drehung bringen konnte.

Hiermit war das Moment der Reibung gegeben.

Die Geschwindigkeit des Hebelendes würde bei der Umdrehungszahl 100 des Versuches Nr. 1

$$\frac{2 \times 4 \times 3{,}1416 \times 100}{60} = 41{,}88 \text{ Meter}$$

betragen.

Die Reibung, welche dieser Geschwindigkeit entspricht, war somit

$$41{,}88 \times 13 = 5{,}444 \text{ Kilgmeter.} = 7{,}2 \text{ Pferde.}$$

Berücksichtigt man, daß dabei kein Wasserdruck auf die Turbine einwirkte, so wird man den bei der Bestimmung der Nutzleistung angegebenen Werth von $7\frac{1}{2}$ Pferden nicht zu hoch finden.

Schließlich ist noch zu erwähnen, daß nach der Ausführung um ein Geringes abweichend von der Zeichnung Tafel 5 die normale Weite der Canäle des Laufrades am Austritt genau gleich derjenigen des Leitrades und zwar = 68 Millimeter war.

§ 43.

Die vortheilhaften Eigenschaften und die Aufstellungsarten der Jonval-Turbinen.

1. Eintauchen ins Unterwasser.

Die Jonval-Turbinen können in beliebiger Tiefe unter Wasser arbeiten, ohne daß die Nutzleistung derselben (in Procenten der theoretischen Leistung ausgedrückt) durch das Eintauchen ins Unterwasser wesentlich beeinträchtigt wird.

Dieß ist eine in vielen Fällen unschätzbare Eigenschaft dieser Turbinengattung.

Schon der Theorie nach war es vorauszusetzen, daß die Jonval-Turbinen (wie überhaupt alle Reactionsturbinen) ohne Nachtheil ins Unterwasser eintauchen können, denn die Reibung des Laufrades im Wasser verursacht keinen großen Kraftverlust und außer dieser Reibung ist kein anderweitiger Grund vorhanden, daß die Leistung durch das Eintauchen des Rades ins Unterwasser geringer werden müßte.

Dieß haben denn auch alle mit dieser Turbinenart angestellten Bremsversuche vollkommen bestätigt, denn ob eine solche Turbine mit dem untern Rande ihres Laufrades gerade den Wasserspiegel berührte oder aber 1 bis 2 Meter tief ins Unterwasser eintauchte, ein bemerkenswerther Unterschied in der Leistung ist nicht vorhanden, d. h. es beziffert sich derselbe auf nur circa 2 bis 3 Procente des theoretischen Effectes.

Da den Actionsturbinen (Girard-Turbinen) diese vortheilhafte Eigenschaft in viel geringerm Grade zukommt, so ist die Anlage einer Jonval-Turbine (oder überhaupt einer Reactionsturbine) dann zu empfehlen, wenn der Unterwasserspiegel stark veränderlich ist, die Wasserkraft aber jederzeit sorgfältig ausgenützt werden soll.

Weil indessen die Jonval-Turbine (man sehe Seite 50 sowie § 44), wie überhaupt jede Reactionsturbine, bei verschiedenen Wasserquantitäten nicht gleich, sondern nur dann gut arbeitet, wenn sie voll (ringsum) beaufschlagt wird, so darf bei stark veränderlichen Wassermengen nur dann eine Jonval-Turbine angewendet werden, wenn entweder jederzeit genug Wasser zur vollen Beaufschlagung der Turbine vorhanden ist oder wenn die Wasserkraft bei kleinem Wasserstande wegen Vorhandensein eines höhern Gefälles nicht sorgfältig ausgenützt zu werden braucht, d. h. wenn ungeachtet der kleinen Wassermenge und des geringen Güteverhältnisses die Turbine die nöthige Kraft entwickelt.

Inwiefern dieß der Fall ist, muß bei jeder Anlage von vorn herein gründlich festgestellt werden.

2. Anwendung der Jonval-Turbine.

Eine Jonval-Turbine ist überall da, wo keine Regulirung der Turbine selbst angebracht werden muß, weitaus der billigste Motor und es wird deren Leistung bei voller Beaufschlagung von keiner andern Turbine wesentlich übertroffen.

Die Leistung einer guten Jonval-Turbine kann bei voller Beaufschlagung und bei nicht zu kleinen Dimensionen auf 75 Procente des theoretischen Effectes angenommen werden.

3. Aufstellung der Jonval-Turbine.

Eine Jonval-Turbine kann in beliebiger Höhe (bis zu 8 Meter) über dem Unterwasserspiegel angebracht werden (Seite 48), wenn die Localverhältnisse dieß erfordern, wobei die Zuführung des Wassers entweder nach Fig. 1 oder nach Fig. 2, Tafel 3 angeordnet werden kann.

Theoretisch ist diese zulässige Höhe der Spalte über dem Unterwasserspiegel gleich einer Wassersäule, die dem Atmosphärendruck das Gleichgewicht hält, also gleich 10,33 Meter. (Siehe Nr. 4 dieses Paragraphen.)

In Wirklichkeit darf aber diese Saughöhe nicht so groß gewählt werden und zwar um so weniger hoch, je größer der Durchmesser der

Turbine und somit derjenige des Saugrohres C Fig. 1 oder G Fig. 2 ist.

Bei einem Durchmesser von 300 Millimeter darf die Saughöhe allerdings bis zu 9 Meter steigen, aber schon bei 1 Meter Durchmesser darf eine Saughöhe von 7 bis 8 Metern nur dann angewendet werden, wenn das Saugrohr (das jederzeit 150 bis 300 Millimeter tief ins Unterwasser eintauchen soll) unten mit einer Abschlußvorrichtung versehn ist, damit das Saugrohr vor Ingangsetzung der Turbine vollständig mit Wasser angefüllt werden kann, wobei im obern Theil des Saugrohres ein Lufthahn zum Entweichen der Luft angebracht werden muß, weil das Wasser das Rohr sonst nicht anfüllen kann.

Wird diese Vorsichtsmaßregel nicht beobachtet, so fällt das aus dem Laufrade tretende Wasser durch das mit Luft gefüllte Rohr herunter, ohne eine Wirkung auf die Turbine auszuüben, d. h. es geht der saugend wirkende Theil des Gefälles ganz oder doch theilweise verloren.

Der Mangel dieser Abschlußvorrichtung und der gehörigen Manipulation des Lufthahnes ist die Ursache, daß diese Aufstellungsweise in neuerer Zeit sehr in Mißcredit gekommen ist, obwohl sie sich bei gehöriger Anordnung und nicht zu großer Saughöhe vollkommen bewährt hat.

Bei einem Durchmesser des Saugrohres von $1\frac{1}{2}$ bis 2 Meter darf die Saughöhe 3 bis 4 Meter nicht übersteigen, weil das Gleichgewicht in der hängenden Wassersäule bei so großem Durchmesser nicht herzustellen ist. Das Wasser drängt sich auf eine Seite, während auf der gegenüberliegenden Seite die Luft von unten in das Saugrohr eindringt, wenn es nicht sehr tief (500 bis 600 Millimeter) ins Unterwasser eintaucht.

Ist aber bei einer so großen Turbine weder ein Lufthahn, noch eine untere Abschlußvorrichtung vorhanden, so geht das ganze Sauggefälle vollständig verloren, weil es gar nicht möglich ist, die Luft aus dem Saugrohr zu entfernen, wobei das Wasser wirkungslos durch das mit Luft gefüllte Saugrohr herunterfällt.

Diesen ganz bedeutenden und den Erfahrungen längst vergangener Zeiten gegenüber ganz unverzeihlichen Fehler trifft man bei den neusten Turbinen-Anlagen sehr häufig an.

Die Abschlußvorrichtung des Saugrohres fällt bei großen Turbinen natürlicherweise sehr kostspielig aus und man pflegt daher in neuster Zeit dieselbe namentlich bei geringerer Saughöhe ohne Weiteres wegzulassen, ohne zu bedenken, daß dadurch das Saugrohr gänzlich nutzlos

wird. Die polytechnischen Schulen unserer Tage speien eine große Anzahl von Technikern aus, die von den schon vor Jahrzehnten gemachten Erfahrungen absolut keine Ahnung haben und in ihrer Vornehmheit und Oberflächlichkeit Alles ignoriren, was ihnen der Herr Professor nicht gesagt hat. Nur dadurch ist der angeführte so häufig vorkommende Fehler erklärlich.

Daß bei der Aufstellung der Turbine über Wasser (nach Fig. 1 und 2 Tafel 3) das Saugrohr vollkommen luftdicht sein soll (der Druck ist von außen nach innen gerichtet), daß ferner die Verbindung des Rohres mit dem die Turbine umgebenden Mantel (BC Fig. 2) sehr sorgfältig abgedichtet werden muß, braucht kaum erwähnt zu werden.

Wird die Saughöhe größer als 8 Meter genommen, so entstehen Oscillationen der hängenden Wassersäule in verticaler Richtung, was ein unregelmäßiges Saugen verursacht. Bei noch größerer Saughöhe (über 10,33 Meter) entsteht zwischen Turbine und Wassersäule ein luftleerer Raum, indem der Spiegel der hängenden Wassersäule in der angegebenen Höhe stehen bleibt, wärend das aus der Turbine austretende Wasser wirkungslos durch den leeren Raum herunterregnet.

Die Wirkung der Saughöhe wird also im günstigsten Falle nicht größer als diejenige einer Wassersäule von theoretisch 10,33 Meter Höhe, wogegen die Saughöhe immerhin beliebig größer gewählt werden darf, insofern man auf eine entsprechende Wirkung verzichtet, d. h. einen Gefällsverlust gestattet.

4. Maximalwerth der zulässigen Saughöhe bei Jonval-Turbinen.

Man setzt gewöhnlich voraus, daß die theoretisch zulässige Saughöhe bei Jonval-Turbinen gleich der Höhe einer Wassersäule sei, welche dem Atmosphärendruck das Gleichgewicht hält. Dieß ist indessen keineswegs der Fall.

In erster Linie ist zu bemerken, daß die wirkliche Saughöhe gleich ist dem Abstande des Unterwasserspiegels von der untern Ebene des Laufrades.

Der Atmosphärendruck hält nun allerdings einer ruhenden Wassersäule von 10,33 Meter Höhe das Gleichgewicht, allein in dem Saugrohre der Turbine ist das Wasser in Bewegung.

Ist z. B. w_2 die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Saugrohr verläßt und in den Ablaufcanal übertritt, so wirkt das Wasser außer durch sein Gewicht auch noch vermöge seiner lebendigen Kraft dem Atmosphärendrucke entgegen.

Die Sache stellt sich daher schließlich so, daß die Höhe einer in Bewegung befindlichen Wassersäule, welche dem Atmosphärendruck das Gleichgewicht hält, nicht = 10,33 Meter, sondern gleich

$$10{,}33 - \frac{w_2^2}{2g}$$

ist, wenn w_2 die Geschwindigkeit der sinkenden Wassersäule bezeichnet.

Die Geschwindigkeitshöhe ist also von vorn herein von der Saughöhe abzuziehn, d. h. es ist die zulässige maximale Saughöhe einer Jonval-Turbine theoretisch gleich

$$10{,}33 - \frac{w_2^2}{2g} \text{ Meter.}$$

Dieser Werth wird in der Regel als zulässige Saughöhe angegeben, was indessen immer noch nicht ganz richtig ist, sobald das Wasser aus dem Saugrohre mit kleinerer Geschwindigkeit ausfließt, als es die Turbine selbst verläßt, d. h. wenn w_2 kleiner ist als w.

Dieß ist aber meistentheils der Fall, nämlich überall wo die Turbine nicht durch eine untere Klappe oder Schütze regulirt wird.

Die wirklich zulässige Saughöhe ist theoretisch nicht größer als $10{,}33 - \frac{w^2}{2g}$.

In der Regel beträgt w $^1/_4$ bis $^1/_6$ von $\sqrt{2gh}$ und es wird daher die zulässige Saughöhe um so kleiner, je größer das Gefälle h und je größer somit auch der Werth von w wird.

Bei einem Gefälle von 30 Meter z. B. ist $\sqrt{2gh} = 24{,}5$ Meter, somit w circa $\frac{24{,}5}{6} = 4$ und $\frac{w^2}{2g} = \frac{4^2}{19{,}6} = 0{,}82$ Meter.

Die theoretisch zulässige Maximalsaughöhe ist somit hier $10{,}33 - 0{,}82 = 9{,}51$ Meter. Den Beobachtungen gemäß ist in der Praxis die maximale Saughöhe nicht größer zu machen als untenstehende Tabelle angiebt, wenn man der vollkommenen Wirkung derselben sicher sein will.

Tabelle über die practisch zulässige Saughöhe bei Jonval-Turbinen.

Diameter des Saugrohres	Zulässige Saughöhe	Diameter des Saugrohres	Zulässige Saughöhe
Meter	Meter	Meter	Meter
4,000	3,000	1,000	8,00
3,500	3,400	0,700	8,50
3,000	3,800	0,500	8,50
2,500	4,200	0,300	9,00
2,000	4,500	0,150	9,50
1,500	6,000		

Von diesen Saughöhen ist noch der Werth $\frac{w^2}{2g}$ abzuziehn, wenn das Gefälle größer als 10 Meter ist.

Giebt man dem Saugrohre eine sich nach unten conisch erweiternde Form, nämlich so, daß der Uebergang der Geschwindigkeit w in diejenige w_2 nach und nach und also ohne Stoßverlust stattfindet, so wird die zulässige Saughöhe etwas größer und zwar aus zweierlei Gründen.

Es hält nämlich in diesem Falle eine saugende Wassersäule von der Höhe $10{,}33 - w_2^2$ Meter (die größer ist als $10{,}33 - w^2$ Meter) dem Atmosphärendrucke das Gleichgewicht. Diese größere Wassersäule wirkt auch stärker auf die Turbine ein und es wird daher in diesem Falle ein Theil der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers nützlich verwendet (siehe Nr. 5 dieses Paragraphen).

Anderseits giebt die sich nach oben bis auf den Querschnitt $\frac{Q}{w}$ verengende Form des Ablaufrohres weniger Veranlassung zu den Oscillationen, welche das Gleichgewicht der hängenden Wassersäule stören und durch welche hauptsächlich die theoretische Saughöhe so stark reducirt wird, wie dieß thatsächlich der Fall ist.

5. Das Saugrohr einer Jonval-Turbine als Diffuser.

Eine bis jetzt in keinem Lehrbuche erwähnte Eigenthümlichkeit des Saugrohres einer Jonval-Turbine besteht darin, daß dasselbe ähnlich einem Diffuser (Weißbach, Ingenieurmechanik Seite 642 beschreibt einen solchen, den Boiden an einer Fourneyron'schen Turbine zur Erhöhung des Nutzeffectes angebracht hat) wirkt.

Es liegt nämlich auf der Hand, daß die Ausflußgeschwindigkeit w_2 des Wassers aus dem Saugrohre in den Canal wesentlich kleiner ist als die absolute Ausflußgeschwindigkeit w beim Austritt aus den Laufradcanälen.

Wenn kein Saugrohr vorhanden ist, ist die Druckhöhe $\frac{w^2}{2g}$ für die Wirkung des Wassers auf die Turbine gänzlich verloren (§ 22, Seite 110).

Dieß ist dagegen bei Vorhandensein eines Saugrohres nicht mehr der Fall, sobald w_2 wesentlich kleiner ist als w und wenn der Uebergang dieser beiden Geschwindigkeiten nach und nach, d. h. ohne Stoßverlust stattfindet.

Es muß nämlich die der Geschwindigkeitsdifferenz $w^2 - w_2^2$ entsprechende lebendige Kraft des Wassers im Saugrohre auf irgend eine Weise zur Aeußerung gelangen, wenn sie nicht ganz durch Nebenhindernisse consumirt wird. Das Letztere ist bei gehöriger Anordnung des Saugrohres nicht möglich.

Dieſe lebendige Kraft kann daher auf keine andere Weiſe verſchwinden, als indem ſie eine beſchleunigende Wirkung auf das Waſſer im Laufrade ausübt, oder indem ſie mit anderen Worten die Saughöhe vermehrt.

Es geht dieß übrigens auch ſchon aus dem oben unter Nr. 4 dieſes Paragraphen gefundenen Reſultate hervor; denn wenn eine mit der Geſchwindigkeit w_2 im Saugrohr niederſinkende Waſſerſäule von der Höhe $10{,}33 - \frac{w_2^2}{2g}$ Meter genügt, um dem ganzen Atmoſphärendrucke das Gleichgewicht zu halten, ſo erzeugt auch umgekehrt eine ſaugende Waſſerſäule von derſelben Höhe bei derſelben Geſchwindigkeit w_2 eine negative Preſſung gleich dem vollen Atmoſphärendrucke.

Durch ein oben enges Rohr vom Querſchnitte $\frac{Q}{w}$, das ſich nach unten coniſch erweitert, kann ſomit ein weſentlicher Theil der abſoluten Ausflußgeſchwindigkeit w des Waſſers nutzbringend verwendet werden.

Wenn auch dieſe Sache von keinem weſentlichen practiſchen Belange iſt, ſo muß doch hier darauf hingewieſen werden, daß bei Vorhandenſein eines ziemlich weiten und gut abgedichteten Saugrohres auch ein etwas größeres Waſſerquantum durch eine Jonval-Turbine fließt, als dieß bei demſelben Gefälle ohne Saugrohr der Fall iſt.

Dieſes Factum iſt ſchon öfter durch Bremsverſuche beſtätigt worden, ohne daß man ſich jedoch Rechenſchaft davon zu geben wußte.

Nach den obigen Erörterungen iſt dieſe Thatſache leicht erklärlich, indem ein Theil der ſonſt gänzlich verlorenen abſoluten Geſchwindigkeit w des Waſſers nutzbar gemacht und zur Verſtärkung der Saughöhe verwendet wird.

In den gewöhnlichen Fällen iſt das Saugrohr cylindriſch oder oben und unten von gleicher Weite. Es findet daher kein ſanfter Uebergang von w in w_2 ſtatt, vielmehr ſtößt das aus dem Laufrade mit der größern Geſchwindigkeit w ausfließende Waſſer gegen das im Saugrohr mit der kleinern Geſchwindigkeit w_2 niederſinkende Waſſer und erleidet einen Geſchwindigkeitsverluſt, welcher die vortheilhafte Wirkung eines richtig geformten coniſchen Saugrohres vermindert.

6. Zuſammenſtellung der vortheilhaften Eigenſchaften der Jonval-Turbinen.

a) Einfachſte und natürlichſte Anordnung, reſp. keine unnütze ſeitliche Ablenkung des Waſſers.

b) In Folge deſſen Solidität der Conſtruction bei billigem Preiſe.

c) Aufstellung der Turbine in beliebiger Höhe zwischen Ober- und Unterwasserspiegel (innerhalb der angegebenen Grenzen).
d) Die Turbine kann unbeschadet der Leistung in beliebiger Tiefe unter Wasser arbeiten.
e) Die Jonval-Turbine hat verhältnißmäßig große Umfangsgeschwindigkeit, große Umdrehungszahlen und daher schwächere Transmissionen.
f) Die Turbine leistet bei guter Ausführung, richtiger Construction und voller Beaufschlagung bis 75 Procent Nutzeffect und gehört somit zu den besten hydraulischen Motoren.
g) In Folge dieser Vortheile soll die Jonval-Turbine überall da Anwendung finden, wo entweder constante oder überflüssig große Wassermassen vorhanden sind und wo das Gefälle stark veränderlich ist.

§ 44.

Die nachtheiligen Eigenschaften der Jonval-Turbinen.

1. Eine Jonval-Turbine leistet nur dann gute Resultate, wenn sie voll beaufschlagt wird oder wenn der Eintritt des Wassers in das Rad ringsum stattfindet. Je größer die Anzahl der geschlossenen Leitcanäle ist, oder je mehr das dem Vollgange entsprechende Wasserquantum vermindert wird, um so geringer wird das Nutzverhältniß der Turbine oder um so kleiner die in Procenten des theoretischen Effectes ausgedrückte Leistung des Motors.

Soll nichtsdestoweniger eine Jonval-Turbine verschiedene Wasserquantitäten benützen können, so kann die hierzu erforderliche Regulir-Vorrichtung auf verschiedene Weise angeordnet werden.

Diese verschiedenen Regulir-Vorrichtungen sollen hinsichtlich ihres Werthes im Nachfolgenden besprochen werden. Es sind dieß:

a) Die Regulirung der Jonval-Turbine durch die Einlaufschütze.
b) „ „ „ „ „ „ Ablaufschütze.
c) „ „ „ „ „ „ Drosselklappe.
d) „ „ „ „ „ Abschließen eines Theiles der Leitcanäle.
e) „ „ „ „ „ Anwendung mehrerer Schaufelkränze.
f) „ „ „ „ „ Anwendung mehrerer Turbinen überhaupt.
g) Correcte Regulirung einer Jonval-Turbine.

2. Die Regulirung der Jonval-Turbine durch die Einlaufschütze.

Bei beständig überflüssiger Wassermenge und wenn vor der Einlaufschütze ein Ueberfallleerlauf oder eine Leerlaufschütze angebracht ist, so kann die einer Turbine zuzuführende Wassermenge durch die Einlaufschütze selbst auf die einfachste Weise regulirt werden. Eine eigentliche Regulir-Vorrichtung ist daher in diesem Falle nicht nothwendig.

Wird in einem solchen Falle dem Motor nur die Hälfte desjenigen Wasserquantums, welche dem Vollgange entspricht, zugeführt, so läuft das Wasser anfangs bei dem vollen Gefälle so rasch durch die Turbine, daß der Wasserspiegel in der Turbinenstube rasch sinkt und schließlich auf einer gewissen Höhe stehen bleibt, welche zu bestimmen ist.

Zunächst ist klar, daß der Beharrungszustand dann eintreten müsse, wenn bei halber Wassermenge die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers halb so groß als diejenige bei vollem Wasserquantum ist.

Da sich nun die Gefälle wie die Quadrate der Geschwindigkeiten verhalten, so stellt sich das Gefälle bei halber Wassermenge oder halber Geschwindigkeit auf $\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} = \frac{1}{4}$ des ursprünglichen.

Es wird somit das halbe Wasserquantum in diesem Falle nur eine Leistung von $^1/_4$ derjenigen bei Vollwasser entwickeln, wobei noch zu berücksichtigen ist, daß die Turbine bei $^1/_4$ des Gefälles nur halb so viele Umdrehungen $\left(\text{nämlich} \frac{1}{\sqrt{4}}\right)$ in einer Minute machen wird.

Läßt man aber die Turbine in diesem Falle sich dennoch mit der ursprünglichen Geschwindigkeit drehn (die also doppelt so groß als die vortheilhafteste ist), so wird die Nutzleistung sich auf Null reduciren, weil die Geschwindigkeit jeder Turbine beim Leergang doppelt so groß als die vortheilhafteste ist.

Man ersieht daraus, daß bei dieser Regulirmethode eine außerordentlich schlechte Ausnutzung der Wasserkraft stattfindet, wenn die dem Vollwasser entsprechende Umdrehungszahl der Transmission eingehalten werden muß.

Es ist nämlich in diesem Falle:

a) bei Vollwasser die Geschwindigkeit = 1, das wirkende Gefälle = 1 und die Leistung für das totale Gefälle = circa 75 Procent.

b) bei 0,75 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,75, das wirkende Gefälle = 0,562 und die Leistung für das totale Gefälle = circa 36 Procent.

c) bei 0,50 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,50, das wirkende Gefälle = $^1/_4$ und die Leistung für das totale Gefälle = 0 Procent.

Kann dagegen die Transmission (was jedoch selten der Fall) beliebig langsamer laufen, so wird:

a) bei Vollwasser die Geschwindigkeit = 1, das Gefälle = 1 und die Leistung für das totale Gefälle circa 75 Procent.

b) bei 0,75 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,75, das Gefälle = 0,562 und die Leistung für das totale Gefälle circa 42 Procent.

c) bei 0,50 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,50, das Gefälle = $^1/_4$ und die Leistung für das totale Gefälle circa 18 Procent.

d) bei 0,25 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,25, das Gefälle = $^1/_{16}$ und die Leistung für das totale Gefälle circa 5 Procent.

Noch augenscheinlicher stellt sich die rasche Abnahme der Leistung dar, wenn man die Nutzleistung bei Vollwasser in Pferden zur Einheit nimmt und die Leistung kleinerer Wasserquantitäten damit vergleicht.

Es ist z. B. im letztern Falle, wo die Turbine beliebig langsam arbeiten darf, bei der halben Wassermenge (wo das Gefälle nur $^1/_4$ der totalen wird) die Leistung $\frac{1}{2 \times 4} = \frac{1}{8}$ der Leistung bei Vollwasser.

Es wird sonach in diesem für den Motor günstigsten Falle:

a) bei Vollwasser die Geschwindigkeit = 1 und die Leistung = 1.

b) bei 0,75 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,75 und die Leistung $= \frac{1}{0{,}75 \times 0{,}75^2} = 0{,}42$.

c) bei 0,50 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,5 und die Leistung $= \frac{1}{0{,}5 \times 0{,}5^2} = \frac{1}{8}$.

d) bei 0,25 der ganzen Wassermenge die Geschwindigkeit = 0,25 und die Leistung $= 0{,}25^3 = {}^1/_{64}$.

Im zweiten Falle, wo die Turbine die dem ganzen Gefälle entsprechende Umdrehungszahl beibehalten muß, stellt die Sache sich noch wesentlich ungünstiger heraus.

Die Einlaufschütze ist somit ein äußerst unvollkommener Apparat zum Reguliren einer Turbine, wo es aber auf vortheilhafte Ausnützung des Wassers bei kleinerem Kraftbedarfe gar nicht ankommt, ist sie das Einfachste und Billigste, was es giebt, auch kann dieselbe sehr wohl mit einem Regulator in Verbindung gesetzt werden.

Der Regulator kann indessen nur dann richtig wirken, wenn durch eine von vorn herein angenommene Niveaudifferenz zwischen dem Wasser-

spiegel im Zulaufcanal und demjenigen in der Turbinenkammer der zu langsame Gang des Regulators eine Gefällsvermehrung bewirken kann.

Eine solche Niveaudifferenz (Gefällsverminderung) wird dadurch hervorgebracht, daß die Einlaufschütze beim normalen Gange der Transmission theilweise geschlossen ist und zwar so, daß bei einer Niveaudifferenz beider Wasserspiegel von 0,080 bis 0,100 Meter die volle Wassermenge durch die Schützenöffnung fließt.

Dieß ist nach § 253, Seite 521, Band I erfahrungsmäßig dann der Fall, wenn die Breite L der Schütze nach der Formel

$$L = \frac{Q}{0{,}5\,E\sqrt{2\,g\,x}}$$

bestimmt wird, in welcher E die offene Höhe der Schützenöffnung und x die gestattete Niveaudifferenz bezeichnet, welch letztere man als einen Gefällverlust nicht gern zu mehr als 0,080 bis 0,100 Meter wählt.

Wird dieser Bedingung nicht entsprochen, indem man diesen Gefällverlust nicht gestatten will, und bleibt die Schütze beim normalem Gange ganz geöffnet, so kann der Regulator nur nach rückwärts reguliren, d. h. er kann bei zu schnellem Gange der Turbine durch theilweises Schließen der Schütze den Gang mäßigen und das Durchrennen der Transmissionen verhüten, bei zu langsamem Gange aber kann er nichts verbessern. Ein auf eine solche Schütze wirkender Regulator springt zudem in der Regel über das Ziel hinaus, indem er beständig auf- und aboscillirend niemals zur Ruhe gelangt.

Der Regulator kann also in diesem Falle nicht gut reguliren und es wird daher diese Anordnung nur da angewendet, wo es auf eine so genaue Einhaltung der Geschwindigkeit nicht ankommt und derselbe lediglich das Durchrennen der Transmissionen und des Motors (bei plötzlicher Außerbetriebsetzung viel Kraft erfordernder Maschinen wie Sägen, Hobelmaschinen, Walzwerke, Hammerwerke ꝛc. ꝛc.) verhüten soll.

Dagegen wirkt ein Regulator an einer der obigen Formel entsprechenden Einlaufschütze (mit Niveaudifferenz von 8 bis 10 Centimeter) in vollkommen correcter Weise nach beiden Richtungen hin, sobald man für die richtige Stellung der Schütze gegenüber dem Regulator beim normalen Gange des Motors Sorge trägt, was leider von den Arbeitern aus Unkenntniß der Sache nicht geschieht.

In der Regel ändern die Arbeiter die bei der Montirung richtig gestellte Lage der Schütze gegenüber dem Regulator bald ab, das theilweise Geschlossensein derselben beim richtigen Gang des Motors als einen Fehler betrachtend, und es kann sodann von einer guten Wirkung des Regulators nicht mehr die Rede sein.

3. Die Regulirung der Jonval-Turbine durch die Ablaufschütze.

Zwischen dieser und der Einlaufschütze scheint auf den ersten Anblick ein sehr wesentlicher Unterschied hinsichtlich ihrer Wirkungsweise auf den Motor stattzufinden.

Wird nämlich die Ablaufschütze so weit geschlossen, daß z. B. nur die Hälfte des normalen Wasserquantums durch die Turbine fließt, so wird zwar auch hier die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers auf die Hälfte reducirt, weil der Querschnitt der Radcanäle derselbe bleibt, doch bleibt das Gefälle constant, ja es vermehrt sich das letztere sogar noch etwas wegen der im Zuflußcanale stattfindenden Stauung des zurückgehaltenen Wassers.

Es glauben daher viele Industrielle, daß in diesem Falle der Motor nun auch die Hälfte der dem ganzen Wasserquantum entsprechenden Kraft entwickle. Dieß ist aber keineswegs der Fall.

Die Wirkung des Wassers ist nämlich dem Quadrate seiner Durchflußgeschwindigkeit durch die Turbine proportional und sobald diese Geschwindigkeit durch die Verengung des Ablaufes auf die Hälfte ihres normalen Betrages vermindert worden ist, ist die Nutzleistung oder das Güteverhältniß nicht nur die Hälfte, sondern $\frac{1}{2^2}=\frac{1}{4}$ ihres normalen Betrages.

Es gilt daher für die Ablaufschütze hinsichtlich der Leistung eines beliebigen Bruchtheiles der normalen Wassermenge ganz dasselbe, was für die Einlaufschütze bemerkt worden ist.

Ist z. B.

bei Vollwasser die Leistung in Pferden ausgedrückt = 1,

so ist dieselbe wie oben

bei 0,75 der normalen Wassermenge $= 0{,}75^3 = 0{,}42$,
„ 0,50 „ „ „ $= 0{,}50^3 = {}^1/_8$,
„ 0,25 „ „ „ $= 0{,}25^3 = {}^1/_{64}$,

d. h. es nimmt dieselbe mit der dritten Potenz der Wassermenge ab.

Daß das Gefälle dabei das ursprüngliche bleibt, thut diesem Verhältniß der Abnahme der Leistung gar keinen Eintrag, denn es kann die Verminderung der Durchflußgeschwindigkeit z. B. auf die Hälfte eben nur dadurch stattfinden, daß das totale Gefälle h durch Hindernisse (Bewegungswiderstände, erzeugt durch das starke Schließen der Schütze oder Klappe) soweit absorbirt wird, als dieß der Durchflußgeschwindigkeit v entspricht.

Die effective Druckhöhe h_2 (der wirksame Theil des ganzen Gefälles) ist aber $= \frac{v^2}{2g}$, da $v = \sqrt{2gh_2}$ ist. Bei Verminderung von v auf $\frac{1}{2}$ v wird somit

$$h_2 = \frac{(\frac{1}{2}v)^2}{2g} = \frac{1}{4}\frac{v^2}{2g},$$

d. h. die wirksame Druckhöhe nimmt mit dem Quadrate der Durchflußgeschwindigkeit ab.

Auch hinsichtlich der Wirkungsweise des Regulators auf die Ablaufschütze verhält sich die Sache genau so wie bei derjenigen auf eine Einlaufschütze; man kann nämlich nur dadurch eine correcte (nach beiden Seiten hin stattfindende) Wirkung des Regulators hervorbringen, daß man die Ablaufschütze beim normalen Gange der Turbine in theilweise geschlossener Lage erhält, d. h. indem man (ungeachtet der Oberwasserspiegel in seiner ursprünglichen Höhe bleibt) einen künstlichen Gefällverlust erzeugt, den man auch hier auf 8 bis 10 Centimeter schätzen kann, indem sich mit Hülfe dieses Verlustes eine gute Regulirung erwarten läßt.

Natürlich erhält der Motor alsdann solche Querschnittsdimensionen, daß bei diesem (um 8—10 Centimeter) reducirten Gefälle dennoch das ganze Wasserquantum consumirt wird.

Geht alsdann die Transmission zu langsam, so öffnet der Regulator die Ablaufschütze mehr, vermindert dadurch den Durchflußwiderstand und vermehrt somit das effective Gefälle, obwohl das absolute Gefälle während dieses Wechsels in der Schützenstellung gänzlich unverändert bleibt.

Unvollkommen bleibt diese Regulirung durch die Ablaufschütze (wie auch diejenige durch die Einlaufschütze) insofern immer, als die Turbine hinsichtlich ihrer Ausflußquerschnitte für das um 8—10 Centimeter reducirte Gefälle und das ganze Wasserquantum construirt sein muß und daß somit bei dem (durch den Regulator) vermehrten Gefälle auch wieder mehr als das normale Wasserquantum durch dieselbe fließt.

Dieser Mehrverbrauch an Wasser während der Dauer des größern Gefälles ist indessen nicht derart, daß die Regulirung unrichtig genannt werden kann; denn erstens soll diese Dauer der Natur der Sache nach niemals eine lange sein, weil der Motor nur bei zufälligem Zusammentreffen nicht normaler kraftabsorbirender Vorgänge mehr als die normale Kraft entwickeln soll, und zweitens bildet die Wasserkammer mit dem Zuflußcanale selbst eine Art Sammelbassin, welches für kürzere Zeitabschnitte wohl die Entnahme eines etwas größern Wasserquantums gestattet, ohne daß der Wasserspiegel in demselben wesentlich zu sinken braucht.

Die nämliche Bemerkung gilt für die Wirkung des Regulators nach abwärts.

Sowie der Motor in Folge kleinerer Kraftabgabe der Transmission schneller zu laufen beginnt, macht der Regulator die Schütze mehr zu, d. h. der wirksame Theil des Gefälles wird durch Vermehrung der Hindernisse kleiner und es geht somit dabei auch nicht mehr das ganze normale Wasserquantum durch die Turbine.

In Folge dessen staut während dieser Stellung des Regulators der Wasserspiegel in der Turbinenkammer und im Zuflußcanale sich etwas an.

Der Regulator arbeitet somit während seiner Abwärtswirkung bereits der Aufwärtswirkung vor, so daß bei richtiger Anlage die Regulirung auf ganz befriedigende Weise stattfindet.

In der Regel wird auch diese Regulirvorrichtung Seitens der den Motor bedienenden Arbeiter dadurch theilweise verdorben, daß dieselben das theilweise Geschlossensein der Schütze beim normalen Gange des Motors nicht begreifen können und die richtige Stellung der Schütze gegenüber dem Regulator ändern.

Sowie man aber einen kleinen Gefällverlust beim normalen Betriebe nicht gestatten kann oder will, ist von einer Wirkung des Regulators nach aufwärts (zeitweilige Vermehrung der Betriebskraft zum Ausgleich der vorhandenen Unregelmäßigkeiten) nicht mehr die Rede. —

Ob die Ablaufschütze (wie auch die Einlaufschütze) als verticaler Schützenzug, als Drehklappe mit verticaler oder mit horizontaler Achse, oder endlich als cylindrische Ringschütze construirt sei, hat auf die Wirkungsweise derselben absolut keinen Einfluß, d. h. es sind alle diese Ablaufschützen-Regulirungen gleichwerthig.

Der Unterschied der verschiedenen Constructionen besteht nur in der mehr oder weniger leichten Beweglichkeit (Drehbarkeit) derselben.

Die Drehklappen erfordern natürlich wesentlich weniger Kraftanstrengung zu ihrer Handhabung als die verticalen Schützenzüge und die Ringschütze.

4. Regulirung der Jonval-Turbine durch die Drosselklappe.

Bei größern Gefällen findet man die Jonval-Turbinen meistentheils durch eine Drosselklappe regulirt, welche entweder vor dem Leitrade in der Rohrleitung der Turbine oder aber auch unterhalb des Laufrades in dem Saugrohre der Turbine angebracht wird.

Man pflegt im Allgemeinen dieser Regulirklappe eine wesentlich verschiedene Wirkungsweise zuzuschreiben, als der Einlauf- und Ablaufschütze; doch beruht dieß einzig und allein auf einer oberflächlichen

Betrachtung der Sache. Legt man sich die Frage vor, wie denn eigentlich die Drosselklappe regulirend auf die Turbine einwirken könne, so wird man leicht finden, daß dieß ausschließlich durch eine künstliche Vermehrung oder Verminderung des Gefälles geschehen könne.

Fließt nämlich vorerst bei ganz geöffneter Stellung der Drosselklappe und bei dem normalen Gefälle ein gegebenes Wasserquantum Q durch die Turbine und wird hierauf die Klappe soweit geschlossen, daß nunmehr nur die Hälfte des ursprünglichen Wasserquantums durch den Motor fließt, so wird vorerst die Leistung der Turbine durch diese Verminderung der Wassermenge auf die Hälfte reducirt. Da nun aber gleichzeitig die halbe Wassermenge durch den unverändert gebliebenen Ausflußquerschnitt der Turbine auch nur mit halber Geschwindigkeit durchfließt, die Wirkung aber dem Quadrate der Geschwindigkeit des Durchflusses proportional ist, so wird der Wirkungsgrad noch um volle $2 \times 2 = 4$mal kleiner, d. h. es beträgt die Leistung der halben Wassermenge nur $\frac{1}{2} . \frac{1}{4} = \frac{1}{8}$ derjenigen der ganzen Wassermenge.

Ebenso wird, wenn die durch den Motor fließende Wassermenge auf $1/4$ der normalen reducirt wird, die Durchflußgeschwindigkeit nur $1/4$ der ursprünglichen und die Leistung der Turbine

$$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4}^2 = \frac{1}{4}^3 = \frac{1}{64}$$

der normalen Leistung; d. h. es nimmt der Effect mit der dritten Potenz der Wassermenge ab.

Es wirkt sonach die Drosselklappe ganz genau auf die nämliche Weise wie die Einlauf- und die Ablaufschütze, die Ringschütze, die Drehschütze mit horizontaler oder verticaler Achse und man kann somit das ziemlich kostspielige Object nach Belieben durch irgend eine solche Schützeneinrichtung umgehn.

Ein Unterschied besteht ausschließlich in der mehr oder weniger leichtern Beweglichkeit dieser verschiedenen Regulirungsmechanismen, in welcher Hinsicht die in Zapfen laufenden Drosselklappen und Drehschützen den Vorzug verdienen, obwohl die Beweglichkeit derselben im Allgemeinen weit weniger groß ist, als man gemeinhin annimmt. Die Drosselklappen insbesondere müssen sehr kräftig construirt sein, wenn sie nicht brechen sollen.

Wie bei der Ablaufschütze bleibt auch beim theilweisen Schließen der Drosselklappe die Distanz beider Wasserspiegel im Zu- und Ablaufcanal (wenigstens annähernd) gleich groß, aber indem das Wasser genöthigt wird, eine kleine verengte Oeffnung mit großer Geschwindigkeit zu durchfließen, wird ein Theil des totalen Gefälles zur Ueberwindung

dieses Hindernisses verwendet und der wirksame Theil (das effective Gefälle) reducirt.

Auch hier muß, wie bei der Ablaufschütze, die Drosselklappe während dem normalen Gange des Motors etwas geschlossen sein, also ein künstlicher Gefällverlust erzeugt werden, wenn ein mit der Klappe verbundener Regulator nach beiden Richtungen hin auf die Geschwindigkeit soll wirken können.

Wird dieser Gefällverlust nicht gestattet, so ist es unmöglich, eine correcte Regulirung anzubringen, indem bei ganz offener Klappe der Regulator nur schließen, nicht aber noch weiter öffnen kann.

5. Regulirung der Jonval-Turbine durch die Abschließung eines Theils der Leitcanäle.

Es ist in allen in neuerer Zeit erschienenen Turbinentheorien als Grundsatz aufgestellt worden, daß eine Jonval-Turbine *nur als Vollturbine* gebaut werden soll und niemals als Partialturbine arbeiten dürfe. So richtig dieß an und für sich im Principe ist, so besteht dennoch eine der besten Regulirungen solcher Turbinen darin, daß man einfach einen Theil der Leitcanäle öffnet oder schließt, d. h. *indem man die Turbine einfach als Partialturbine* arbeiten läßt.

Obwohl eine solche Regulirung noch keineswegs correct genannt werden kann, so gestattet dieselbe dennoch eine weit vortheilhaftere Ausnützung einer kleinern (gegenüber der normalen) Wassermenge, als dieß bei den bisher betrachteten Regulirvorrichtungen der Fall ist.

Wir haben in den vorhergehenden Nummern dieses Paragraphen gesehn, daß bei der Regulirung durch die Einlaufschütze die Ablaufschütze und die Drosselklappe eine Wassermenge gleich der Hälfte der normalen (der vollen Beaufschlagung entsprechenden) nur $\frac{1}{2}^3 = \frac{1}{8}$ des normalen Effectes leistet. So ungünstig ist nun die vorliegende Regulirung nicht.

Schließt man (nach Fig. 17 Tafel 1, auch nach Tafel 10) durch verticale eisenblechene oder gußeiserne Schieber einen Theil der Leitcanäle einer Jonval-Turbine ab, so daß z. B. nur die Hälfte der normalen Wassermenge (die dem Vollgang entspricht) durch den Motor fließt, so hat man zwar eine ziemlich unvollkommene Reactionsturbine, allein es bleibt doch die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitcanälen gleich groß wie beim Vollgange und es nimmt daher der Wirkungsgrad einer solcherweise reducirten Turbine bei Weitem weniger rasch ab als bei den früher betrachteten Regulirungen, und zwar in der Weise, *daß bei halber Beaufschlagung der Wirkunggsrad nur um 7 bis 10 Procent kleiner ist als bei der vollen*

Beaufschlagung. Bei $^3/_4$ Beaufschlagung sinkt der Wirkungsgrad nur um wenige Procente.

Dieß ist ein Resultat, das Vielen ganz unglaublich erscheint, doch ist es Thatsache, durch Bremsversuche bestätigt und übrigens durch eine einläßliche Betrachtung der Sache auch leicht nachweisbar.

Denkt man sich die Hälfte der Leitcanäle einer Jonvalturbine in ununterbrochener Reihenfolge geschlossen und die andere Hälfte geöffnet und es habe die Turbine z. B. 20 offene und 20 geschlossene Canäle.

Bei der Drehung der Turbine gelangt nun vorerst ein leerer Laufradcanal unter den ersten offenen Leitcanal. Das Wasser fließt daher aus diesem ersten offenen Leitcanale mit größerer Geschwindigkeit (und zwar nahe mit $v\overline{2gh}$ aus, bis der Laufradcanal angefüllt ist, was in einem Zeitraume geschieht, der kleiner ist als derjenige, in welchem sich das Laufrad um eine Schaufeltheilung bewegt.

Unter dem zweiten offenen Leitcanale angelangt, wird also der erste Laufradcanal bereits mit Wasser angefüllt sein und es tritt bereits die richtige Reactionswirkung des Wassers ein. Unter den sämmtlichen noch übrigen 18 offenen Leitcanälen arbeitet demnach das Wasser genau so wie in einer voll beaufschlagten Jonval-Turbine, und es erstreckt sich die Störung nur auf die ersten beiden offenen Canäle des Rades.

Nach dem Durchgange unter dem letzten der geöffneten Leitcanäle tritt der volle Radcanal unter die geschlossenen Leitcanäle, wo der Ueberdruck aufhört und das Wasser nur noch vermöge seiner lebendigen Kraft den Laufradcanal durchfließt, wobei Luft oder Wasser durch die Spalte eingesaugt wird, jenachdem das Laufrad sich unter Wasser oder außerhalb desselben bewegt. Im erstern Falle ist es gut, den geschlossenen Leitcanälen nach Fig. 2 Tafel 8 Luft zuzuführen, damit das Wasser aus den unter ihnen befindlichen noch angefüllten Laufradcanälen ungehindert entweichen kann.

Diese Störung durch den theilweise gehinderten Ausfluß des Wassers unter den ersten geschlossenen Canälen ist aber keineswegs bedeutend, weil dieselbe sich nur auf den letzten offenen Canal und etwa noch auf die Hälfte des zweitletzten Canales erstreckt, wie man sich leicht durch die Vergleichung des absoluten und relativen Wasserweges im Laufrade überzeugen kann.

So ist z. B. Tafel 5 AI der relative und Ai der absolute Wasserweg im Laufrade und während dieser Weg vom Wasser vollständig durchlaufen wird, bewegt sich das Rad nur um $1^1/_2$ Schaufeltheilungen weiter.

Bevor also das aus dem drittletzten Leitcanale ausfließende Wasser

das Laufrad bereits wieder verlassen hat, ist der darunter befindliche Laufradcanal noch gar nicht unter die abgeschlossenen Leitcanäle getreten und es ist daher selbstverständlich, daß die Störung dieser letztern sich nicht bis zum drittletzten offenen Leitcanal hin erstrecken kann.

Die Sache verhält sich daher so, daß bei einer derart regulirten Turbine

1) das aus dem ersten offenen Leitcanal austretende Wasser mit großer Geschwindigkeit und mit Stoß ins Laufrad eintritt und nur ungefähr 40 Procent Nutzleistung entwickelt;
2) auch das aus dem zweiten offenen Leitcanale ausfließende Wasser noch nicht ganz correct im Laufrade arbeiten kann, aber doch immerhin wenigstens 50 Procent Nutzleistung entwickeln muß;
3) das aus allen übrigen Canälen (ausgenommen die zwei letzten) ausfließende Wasser vollkommen correct im Laufrade zur Wirkung gelangt;
4) das aus den zwei letzten offenen Canälen austretende Wasser wieder nur mangelhaft auf das Laufrad einwirkt und nicht über 45 Procent Leistung abwerfen kann.

Man hat daher z. B. bei 20 offenen und 20 geschlossenen Canälen ungefähr folgende Wirkung zu erwarten:

1 Canal	. . . .	= 40	Procent,
1 „	. . . .	= 50	„
16 Canäle	. . .	= 75	„
2 „	. . .	= 45	„
20 Canäle im Mittel		= 69	Procent

gegenüber 75 Procenten bei voller Beaufschlagung, was gut mit den Thatsachen übereinstimmt. (Man vergleiche hiermit § 42.)

Es muß hervorgehoben werden, daß jede Unterbrechung des Ueberdruckes im Laufrade schädlich wirkt und es daher bei einer theilweisen Beaufschlagung einer Jonval-Turbine nothwendig ist, die geöffneten Canäle *ohne Unterbrechung aufeinander folgen zu lassen* und dieselben nicht etwa der Symmetrie halber auf dem Umfange zu vertheilen. Die Störung, welche die partielle Beaufschlagung verursacht, würde im letztern Falle eine weit bedeutendere und die Nutzleistung des Motors eine wesentlich geringere sein.

Ebenso schädlich ist es, alle Leitcanäle einer Jonval-Turbine nur *theilweise* zuzudecken oder zu verengen, sei es durch Einsetzung von Stücken, welche die radiale Breite der Leitcanäle verkleinern oder auf

irgend eine andere Weise. Obwohl diese letztere Regulirung derjenigen durch eine Drosselklappe, eine Einlauf- oder Ablaufschütze noch weit vorzuziehen wäre, so steht sie der Regulirung durch vollständiges Zudecken oder Abschließen einer Anzahl Leitcanäle doch so weit nach, daß diese letztere unter allen Umständen unbedingt und weitaus den Vorzug verdient und als diejenige Regulirungsmethode betrachtet werden kann, welche für eine Jonval-Turbine die einzig richtige ist.

6. Eine vollkommene Regulirung einer Jonval-Turbine

würde darin bestehn, daß man den Querschnitt aller Lauf- und Leitradcanäle gleichmäßig verkleinern würde, was noch am leichtesten in der Weise zu realisiren wäre, indem man einfach die Breite (radiale Dimension) des Leit- und Laufrades in gleichem Betrage verkleinern oder vergrößern müßte.

So einfach nun diese Idee im Principe ist, so schwierig ist dieselbe constructiv zu realisiren. Alle dießbezüglichen Versuche sind bis heute vollständig resultatlos geblieben, insoferne die ausgedachten Vorrichtungen einerseits zu kostspielig sind und anderseits in Folge ihrer Complicirtheit den Charakter der Unsicherheit an sich tragen, Veranlassung zu unliebsamen Betriebsstörungen geben und mit einem Worte unpraktisch sind.

Eine correct regulirte Jonval-Turbine, bei welcher der Wirkungsgrad für verschiedene Wasserquantitäten constant bleiben würde, könnte in allen Fällen, wo zeitweise größeres Hinterwasser eintritt, als der vollkommenste Motor betrachtet werden.

Da eine solche ganz correcte Regulirung indessen bis zur Stunde noch nicht realisirt werden konnte und überhaupt auf einfache Weise nicht realisirbar ist, so muß für solche Verhältnisse die Jonval-Turbine mit Schieberregulirung nach Nr. 5 des vorliegenden Paragraphen als der beste Motor bezeichnet werden, wobei aber die geöffneten Canäle sich in einer ununterbrochenen Reihe folgen müssen.

Ob das Laufrad einer solchen Turbine über oder unter Wasser läuft, oder ob ein Theil des Gefälles saugend wirkt, hat auf die angegebenen Beziehungen nur untergeordneten Einfluß.

7. Regulirung der Jonval-Turbine durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze.

Wird eine Jonval-Turbine mit mehreren, z. B. zwei oder drei Schaufelkränzen ausgeführt (wie z. B. die Turbinen auf den Tafeln 4, 5, 7), so kann man nach den Anweisungen des § 35 die Dimensionen der einzelnen Kränze in der Weise wählen, daß man die Turbine für

die verschiedenen Hauptwasserstände durch Schließen eines oder zweier Kränze in ziemlich befriedigender Weise reguliren kann.

In der Regel tritt das Erforderniß der Regulirung nicht so unregelmäßig und so häufig ein, daß das Oeffnen und Schließen der Kränze (am einfachsten durch Abheben und Auflegen gußeiserner Deckel) eine allzu umständliche Sache würde.

Die Regulirung wird entweder dadurch erforderlich, daß wie in Beispiel 4 Seite 147 die Wassermenge constant und das Gefälle veränderlich ist wegen eintretenden Hochwassers.

In diesem Falle ist die Jonval-Turbine deshalb wieder der vollkommenste Motor (besser als eine Reactionsturbine mit radialem Wasserdurchfluß), weil durch Anbringung mehrerer Kränze die constante Umdrehungsgeschwindigkeit bei sehr verschiedenen Gefällen ohne allzu große Stoßverluste am besten zu erzielen ist.

Ist dagegen das Gefälle constant und nur die Wassermenge veränderlich, so ist eine Jonval-Turbine nicht am Platze, weil die Druckturbine hier bessere Dienste leistet.

Ist aber endlich sowohl das Gefälle veränderlich durch eintretendes Hinterwasser (Hochwasser) und die Leistung constant, indem der Motor bei dem kleinern Gefälle mehr Wasser consumiren darf, so ist wiederum die Jonval-Turbine der beste Motor, den man wählen kann, wobei die Regulirung am zweckmäßigsten durch Anwendung mehrerer Schaufelkränze bewerkstelligt wird, wobei jeweilen einer oder mehrere Kränze ganz geöffnet oder ganz geschlossen werden.

In solchen Fällen werden zum Abschließen der Schaufelkränze nicht mehr verticale Schieber, sondern ringförmige Deckel aus einem oder mehreren Stücken angewendet, welche entweder von Hand direct auf das Leitrad gelegt oder durch Schrauben oder Zahnstangen mittelst eines über dem Wasser angebrachten Handgetriebes gehoben oder gesenkt werden.

Die Regulirung der Jonval-Turbinen durch Anwendung zweier oder mehrerer Turbinen verschiedener Größe kann nur bei ganz großartigen Anlagen angewendet werden, bei welchen ohnehin wenigstens zwei Motoren angelegt werden müssen.

Es kann sodann durch entsprechende Wahl der Dimensionen zweier Turbinen die Anordnung in der Weise getroffen werden, daß die kleinere Turbine für den kleinen, die größere Turbine für den mittlern und beide zusammen für den hohen Wasserstand eingerichtet sind.

Da indessen der Uebergang der verschiedenen Wasserstände in einander selten in so regelmäßiger Weise erfolgt und diese Wasserstände in

allen möglichen Variationen eintreten, so ist auch diese Regulirung nur eine sehr mangelhafte zu nennen, abgesehn davon, daß Motoren so verschiedener Größe unmittelbar neben einander in neuerer Zeit nicht gerne angelegt werden.

§ 45.

Die Differenzen in den Ueberdruck- und Winkelverhältnissen einer Jonval-Turbine.

Aufzeichnung der Schaufelformen.

Eine der wesentlichsten Unvollkommenheiten der Jonval-Turbine besteht darin, daß die Uebereinstimmung zwischen den Schaufelwinkeln, dem Ueberdrucke und der Umfangsgeschwindigkeit nur am mittlern Radumfange vorhanden ist, am innern und äußern Umfange dagegen mehr oder weniger fehlt.

Am äußern Umfange ist die Geschwindigkeit der Turbine größer und am innern Umfange kleiner, während die Schaufelwinkel an den untern Radebenen am innern Umfange größer und am äußern Umfange kleiner sind.

Wir setzen voraus, daß die Schaufeln einer Jonval-Turbine wie allgemein üblich als Schraubenflächen gebildet seien, indem die obern und untern Kanten der Schaufeln gerade radiale Linien sind.

Die Schaufelfläche ist windschief und entsteht dadurch, daß man eine gerade radiale Linie der Schaufelform am mittlern Radumfange so entlang führt, daß sie immer radial gerichtet und senkrecht zur verticalen Achse (also immer in horizontaler Lage) verbleibt.

Wir wollen die Aufzeichnung der Schaufelform am innern und äußern Umfange des Rades an einem speciellen Beispiele verfolgen, um über die Größe und Bedeutung der erwähnten Abweichungen ein klares Urtheil zu erlangen.

Vorerst mag erwähnt werden, daß man bei der Darstellung oder Aufzeichnung der Schaufelform dieselbe sich immer in eine ebene Fläche abgewickelt denkt, sowie daß man überall da, wo von einer Schaufelform ohne weitere Bezeichnung die Rede ist, immer die Abwicklung der Schaufelform am mittlern Umfange der Turbine versteht.

Wir wollen unsern Betrachtungen eine ganz normale Turbine mit mäßiger Kranzbreite zu Grunde legen, bei welcher also die fraglichen Abweichungen ebenfalls mäßige Werthe haben werden, und wählen hiezu die Turbine nach Beispiel 5 Seite 152, deren Schaufelform auf Tafel 36 aufgezeichnet ist.

Die Turbine hat einen mittlern Durchmesser D von 1,000 Meter bei einer lichten Kranzbreite b von 156 Millimeter. Laufrad wie Leitrad haben je 26 Schaufeln. Es ist somit die Schaufeltheilung

$$t = \frac{3{,}1416 \,.\, 1000}{26} = 120{,}7 \text{ Millimeter},$$

welche als a — b Fig. 1 Tafel 36 aufgetragen sind. b — c ist die Weite, auf welche sich die Schaufel auf dem mittlern Umfange des Leitrades erstreckt und wir wollen diese Weite als „horizontal gemessene" Schaufellänge bezeichnen.

b — d ist die Schaufelform oder die Abwicklung des Schaufelschnittes am mittlern Umfange des Leitrades.

Um nun die Schaufelform am innern Umfange des Rades zu finden, trägt man die dem innern Radumfang entsprechende Schaufeltheilung $a_2 b_2$, sowie die horizontal gemessene Schaufellänge $b_2 c_2$ auf.

Man theilt nun b c und $b_2 c_2$ in eine gleich große Anzahl gleicher Theile b — 1 = 1 — 2 = 2 — 3 und $b_2 - 1'' = 1 - 2''$ u. s. w. und zieht durch alle diese Theilungspunkte verticale Linien.

Durch die Durchschnittspunkte d I II III u. s. w. dieser Verticalen mit der Schaufelform des mittlern Radumfanges werden nun horizontale Linien gezogen und wo diese Horizontalen die durch 1'' 2'' 3'' 4'' u. s. w. gezogenen Verticalen schneiden, liegen die Punkte I'' II'' III'', durch welche die Schaufelcurve $b_2 d_2$ am innern Radumfange bestimmt wird. Auf dieselbe Weise ergeben sich die Punkte I''' II''' III''', welche von der Schaufelcurve $b_3 d_3$ am äußern Radumfange durchschnitten werden.

Die Schaufelcurven des Laufrades am innern und äußern Radumfange werden auf dem nämlichen Wege gefunden, sobald die Schaufelform A D am mittlern Umfange gegeben ist.

Man hat hierbei in allen Fällen nur darauf zu achten, daß sich die Längen

$$b\,c : b_2\,c_2 : b_3\,c_3$$

so verhalten wie

der mittlere Durchmesser : innern Durchmesser : äußern Durchmesser.

Ebenso verhalten sich die Schaufeltheilungen $a\,b : a_2\,b_2 : a_3\,b_3$.

Natürlich sind hier unter innerem und äußerem Durchmesser diejenigen lichten Dimensionen verstanden, welche der lichten Breite b der Radcanäle entsprechen.

Nachdem nun im Vorliegenden die Schaufelformen, oder was dasselbe ist, die relativen Wasserwege am innern und äußern Radumfange gegeben sind, können die Differenzen der Winkelverhältnisse und des

Ueberdruckes an diesen beiden Stellen festgestellt werden. In den Fig. 2 bis 5 auf Tafel 36 sind die Werthe der Ausflußgeschwindigkeiten U und u_1, sowie der relativen Geschwindigkeit u nebst der absoluten Geschwindigkeit w und derjenigen v am mittlern, innern und äußern Radumfange mit einander verglichen.

Fig. 3 stellt die Verhältnisse am mittlern Radumfange dar. Laut Seite 152 und folgenden ist für diesen Umfang

$$\begin{aligned}
\text{Winkel } a &= 15\tfrac{1}{4}^0,\\
\text{„ } \beta &= 90^0,\\
\text{„ } y &= 13^0,\\
\text{die Ausflußgeschwindigkeit } U &= 0{,}676\sqrt{2gh},\\
\text{„ „ } u_1 &= 0{,}676\sqrt{2gh},\\
\text{„ Umfangsgeschwindigkeit } v &= 0{,}653\sqrt{2gh}.
\end{aligned}$$

Das Wasser tritt nach der Richtung und mit der Geschwindigkeit $u = fc$ relativ zum Laufrade in dasselbe ein und verläßt dasselbe mit der absoluten Geschwindigkeit w in der Richtung lo, welche parallel der Achse (axial) gerichtet ist.

Es sind also hier alle Bedingungen eines stoßfreien Eintrittes und eines correcten Austrittes vollkommen erfüllt.

Um nun zu finden, wie die Sache sich am innern Umfange des Rades verhält, sind in Fig. 4 Tafel 36 die dieser Stelle entsprechenden Werthe zusammengestellt, wie sich dieselben aus der genauen Aufzeichnung der Schaufelform Fig. 1 Tafel 36 ergeben, während Fig. 5 die entsprechenden Werthe am äußern Radumfange darstellt.

In Fig. 2 endlich sind die sämmtlichen Größen für alle drei verschiedenen Stellen zum übersichtlichen Vergleiche zusammengestellt.

Es ergiebt sich

	Für den innern Umfang	Für den äußern Umfang
Winkel a =	$17\tfrac{3}{4}^0$	$13\tfrac{1}{4}^0$
„ β =	90^0	90^0
„ y =	15^0	$11\tfrac{1}{3}^0$
Die Ausflußgeschwindigkeit U =	$0{,}685\sqrt{2gh}$	$0{,}665\sqrt{2gh}$
„ „ u_1 =	$0{,}665\sqrt{2gh}$	$0{,}685\sqrt{2gh}$
„ Umfangsgeschwindigkeit v =	$0{,}550\sqrt{2gh}$	$0{,}755\sqrt{2gh}$

Zunächst ist zu erwähnen, daß der Werth von β für alle Werthe der horizontalen Schaufellänge derselbe bleibt, somit am innern und äußern Umfange gleich 90° ist.

Am innern Umfange ist nun der Werth von U zwar etwas größer, aber nicht sehr wesentlich verschieden von demjenigen am mittlern Umfange, während doch die Umfangsgeschwindigkeit eine bedeutend kleinere ist.

Die Folge davon ist, daß das Wasser (weil $\beta = 90°$ und da $u = bg$ schief gerichtet ist) mit Stoß in das Laufrad eintritt, daß es ferner mit einer etwas kleinern relativen Geschwindigkeit $u_1 = 0{,}665\sqrt{2gh}$ das Laufrad verläßt. Die absolute Ausflußgeschwindigkeit $w = kp$ ist nicht mehr axial gerichtet, und es ist diese Geschwindigkeit in Folge dessen wesentlich größer als diejenige lo am mittlern Radumfange. Diese Geschwindigkeiten, welche den Wirkungsgrad des Motors wesentlich mitbedingen, verhalten sich wie 16 : 20 (für den mittlern zum innern Umfang); daher der Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit wie $16^2 : 20^2$ oder wie 256 : 400.

Es ist somit dieser Verlust am innern Umfange des Rades 1,6mal so groß als derjenige am mittlern Umfange. Dabei ist noch zu berücksichtigen, daß der Stoßverlust für den Eintritt am innern Radumfange vernachlässigt worden ist. Dieser Stoß wirkt im vorliegenden Falle im Sinne der Drehung des Laufrades (nicht derselben entgegen) und daher ist dieser Verlust hier nicht sehr von Belang, verursacht aber immerhin $^3/_4$ bis 1 Procent Effectverlust für diese Stelle.

Am innern Umfange ist der Verlust durch w (da $w = 0{,}20\sqrt{2gh}$) $= \frac{1}{5}^2 = \frac{1}{25}$ oder 4 Procent des absoluten Effectes, während derselbe Verlust am mittlern Umfange nur $^2/_3 \times 4$ Procent $= 2\,^1/_2$ Procent ausmacht.

Das Wasser wird somit am innern Umfange des Rades um circa $1\,^1/_2 + 1 = 2\,^1/_2$ Procente weniger vortheilhaft ausgenützt, als am mittlern Umfange.

Betrachten wir nun dieselben Verhältnisse am äußern Umfange des Rades, so finden wir, daß U etwas kleiner und u_1 dagegen etwas größer ist als am mittlern Umfange, und zwar ist u_1 am äußern Umfange $=$ U am innern Umfange, sowie u_1 am innern Umfange $=$ U am äußern Umfange.

Da nun aber am äußern Umfange v wesentlich größer und die Winkel a und y kleiner sind, so ist dennoch u_1 (ungeachtet seines größern Werthes) zu klein und es ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit w nicht axial, sondern schief nach der Linie mn (Fig. 5) gerichtet und zwar in entgegengesetzter Richtung schief als am innern Umfange.

Ebenso tritt das aus dem Leitapparate ausfließende Wasser in Folge des großen Werthes von v schief gegen das erste rechtwinklig zur Radebene stehende Schaufelelement in das Laufrad ein, d. h. es findet ein Eintritt mit Stoß statt und zwar ist hier der Stoß nach der Linie e — d, also der Bewegung des Rades entgegen, gerichtet, wirkt also viel schädlicher als derjenige am innern Radumfange.

Berechnet man die Wirkung dieses Stoßes, so findet man, daß der Effectverlust nicht über $1\frac{1}{2}$ bis 2 Procente beträgt.

Um zu finden, ob am äußern Umfange des Rades ein Mehrverlust durch die absolute Geschwindigkeit w entstehe, hat man nur zu vergleichen, ob mu Fig. 5 größer sei als lo Fig. 3 und es ergiebt sich sogleich, daß beide Geschwindigkeiten ungefähr denselben Werth besitzen.

Ungeachtet des schiefen Austrittes am äußern Radumfange ist daher an dieser Stelle w nicht größer als am mittlern Umfange und es findet somit gegenüber der letztern Stelle kein Geschwindigkeitsverlust durch w statt. Es rührt dieß lediglich von dem kleiner gewordenen Winkel y her, welcher hier nur $11\frac{1}{3}$ Procente beträgt. Dagegen könnte man leicht einen kleinern Austrittverlust erzielen, wenn man die Richtung von w nach der punktirten Linie in bringen könnte, was wir später untersuchen wollen.

Das Resultat der ganzen bisherigen Betrachtungen ist nun das, daß am äußersten Umfange wie auch am innersten in Folge der Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen die Wasserkraft um circa $2\frac{1}{2}$ Procente weniger ausgenützt wird als am mittlern Radumfange.

Dieß gilt indessen nur für die äußersten und innersten Wasserfäden, während an allen übrigen Stellen die Minderleistung des Wassers um so kleiner wird (um so mehr verschwindet), je näher die betrachtete Stelle dem mittlern Umfang liegt.

Die Sache liegt also so, daß, wenn die Nutzleistung der Wasserkraft am mittlern Umfange der Turbine 75 Procente beträgt, dieselbe am innersten und äußersten Umfange auf je circa $72\frac{1}{2}$ Procente, dagegen im Mittel für die ganze Radbreite auf $73\frac{3}{4}$ oder rund auf 74 Procente sinkt.

1 bis $1\frac{1}{4}$ Procent Effectverlust verursachen somit bei der vorliegenden Turbine die vorhandenen Abweichungen von den richtigen Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen an den verschiedenen Umfängen der Räder, ein Resultat, das mithin keine große Beachtung verdienen würde.

Allein so geringfügig fallen die Verluste nicht immer aus. Die

soeben betrachtete Turbine hat eine höchst geringe Kranzbreite im Verhältniß zu ihrem Durchmesser und die fraglichen Verluste wachsen mit der Breite des Kranzes.

Namentlich bei Turbinen mit zwei oder drei Schaufelkränzen, also für kleinere Gefälle und große Wassermassen, steigt der Verlust auf 4 bis 8 Procente des theoretischen Effectes, ist also sehr wohl in Berücksichtigung zu ziehn.

Die numerische Bestimmung des Verlustes muß für jeden Fall besonders geschehn und zwar am einfachsten auf constructivem Wege nach obigem Beispiel auf Tafel 36.

Wir haben nun im Nachfolgenden die Mittel aufzusuchen, durch welche sich eine Verminderung der betrachteten Verluste erzielen läßt.

§ 46.

Verminderung der durch die Winkeldifferenzen verursachten Effectverluste.

Um den im vorigen Paragraphen betrachteten, je nach dem Gefälle und der Wassermenge, d. h. je nach der relativen Kranzbreite von 1 bis 8 Procent variirenden Effectverlust zu beseitigen, müßte eine vollkommene Uebereinstimmung in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Räder an allen Umfängen des Rades hergestellt werden und wir wollen nun ausfindig zu machen suchen, auf welchem Wege dieß zu erreichen sei, ohne vorläufig auf ein bestimmtes Bildungsgesetz der Schaufeln irgend welche Rücksicht zu nehmen.

Prüft man zunächst den Schaufelschnitt der Turbine Tafel 36 am innern Radumfange, so ergiebt es sich aus den für diese Stelle geltenden Verhältnissen der absoluten und relativen Ein- und Ausflußgeschwindigkeiten in Fig. 4 Tafel 36, daß die relative Ausflußgeschwindigkeit $u_1 = 0{,}665\sqrt{2gh}$ zu groß ist gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}55\sqrt{2gh}$ und zwar sollte der Werth von u_1 so lange vermindert werden, bis $w = kp$ senkrecht auf der untern Radebene ik steht.

Ebenso ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit U (aus dem Leitrade) zu groß und sollte auch diese vermindert werden können, bis die relative Eintrittgeschwindigkeit $u = bg$ rechtwinklig auf cb steht und zwar letzteres, weil β bei der vorliegenden Turbine an allen Stellen der Radbreite $= 90^0$ ist.

Eine so große Veränderung der beiden Größen U und u_1 ist nun aber ohne wesentliche Aenderung des Werthes $a + \beta$ nicht möglich.

Die Umfangsgeschwindigkeit $v = a\,b$ ist gegeben und kann nicht verändert werden. Die Größe des Winkels a könnte allenfalls um einige Grade verändert werden, doch würde dieß den Werth der Geschwindigkeiten U und u_1 nur so unwesentlich beeinflussen, daß man auch a als unveränderlich betrachten kann.

Das einzige Mittel zur Aenderung von U und u_1 besteht sonach in einer entsprechenden Wahl des Winkels β und zwar wird U größer und u_1 kleiner, jemehr der Werth von β zunimmt (§ 13), d. h. es vermindert sich dadurch der Reactionsgrad oder der Ueberdruck.

Umgekehrt wächst der Reactionsgrad mit dem abnehmenden Winkel β und es wird U kleiner und u_1 größer.

Die zu lösende Aufgabe besteht nun also darin, bei gegebenen Winkeln a und y und gegebener Umfangsgeschwindigkeit v denjenigen Werth des Winkels β ausfindig zu machen, welcher einen Eintritt ohne Stoß und einen axialen Austritt ergiebt.

Die Auflösung dieser Aufgabe unter Berücksichtigung aller Nebenhindernisse ist eine äußerst mühsame und zeitraubende und für die Zwecke der Praxis am besten versuchsweise durchzuführen.

Der nachfolgende Paragraph soll als Anleitung dazu dienen.

§ 47.

Neue Construction des Schaufelapparates bei Jonval-Turbinen.

Sei behufs probeweiser Auffindung des richtigen Winkels β am innern Radumfange der oben betrachteten Jonval-Turbine in Fig. 1 Tafel 37 Winkel $a = 14^0$, $\beta = 141^0$, so ergiebt sich zunächst der theoretische Werth von U (bei Vernachlässigung der Nebenhindernisse) zu

$$U = \sqrt{gh\,\frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)}} = \sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin a + \beta}}\,\sqrt{gh}.$$

Da wir in unserer Rechnung alle Geschwindigkeiten auf den Werth von $\sqrt{2gh}$ (nicht $\sqrt{gh}$) beziehn, so läßt sich der obige Ausdruck auch schreiben

$$U = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)}}\,\sqrt{2gh} = \frac{\sqrt{\frac{\sin\beta}{\cos a \,.\, \sin(a+\beta)}}}{1{,}414}\,\sqrt{2gh}$$

Bei den angenommenen Winkeln wird nun

$$U = \frac{1}{1{,}414}\sqrt{\frac{\sin 141^0}{\cos 14^0 \sin 155^0}}\,\sqrt{2gh} = \frac{\sqrt{\frac{0{,}6293}{0{,}9703 \,.\, 0{,}4226}}}{1{,}414}\,\sqrt{2gh}$$

$$= 0{,}876\,\sqrt{2gh}.$$

Nach § 29 (Seite 124) wäre dieser theoretische Werth von U mit 0,962 zu multipliciren, wenn derselbe nicht über $0{,}70\sqrt{2gh}$ beträgt.

Da dieser Werth wesentlich größer ausfällt, so sind auch die Reibungswiderstände im Leitapparat größer und man erhält den wirklichen Werth von U im vorliegenden Falle daher dadurch, daß man den theoretischen Werth mit 0,94 multiplicirt (ein effectives Druckgefälle von $0{,}94^2 = 0{,}883\,h$ in Rechnung bringt oder mit andern Worten den Druckverlust $= 0{,}22\,h$ setzt).

Es wird somit der wirkliche Werth von U

$$U = 0{,}94 \,.\, 0{,}876\sqrt{2gh} = 0{,}823\sqrt{2gh}.$$

Zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser die Canäle des Laufrades verläßt, hat man zu berücksichtigen (Seite 105), daß die totalen Gefällverluste durch Reibung in beiden Rädern zusammengenommen für verschiedene Reactionsgrade ungefähr gleich sind.

Nehmen wir daher auch hier die Druckhöhe für den Austritt aus dem Laufrade (nach Seite 126) an zu

$$0{,}88\,h - \frac{U^2}{2g} + \frac{u^2}{2g},$$

so wird dieselbe in unserm Falle gleich

$$0{,}88 \,.\, 9 - \frac{10{,}897^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 7{,}92 - 6{,}06 + 0{,}98 \text{ Meter} = 2{,}84 \text{ Meter}$$

und die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 selbst wird

$$u_1 = \sqrt{2g \,.\, 2{,}84} = 7{,}45 \text{ Meter} = 0{,}56\sqrt{2gh}.$$

Aus diesem Werthe ergiebt sich nun zunächst die erforderliche Größe des Austrittwinkels y an der untern Ebene des Leitrades.

Dieser Winkel wird nämlich in demselben Verhältnisse größer als bei der gewöhnlichen ältern Schaufelconstruction, als die Ausflußgeschwindigkeit u_1 kleiner ist als der der ältern Construction zu Grunde gelegte Werth von u_1, wie wir dieß aus der schließlichen Zusammenstellung entnehmen werden.

Wie sich nun sowohl aus der Aufzeichnung der Geschwindigkeitsverhältnisse auf Tafel 37 Fig. 1, als auch durch Rechnung ergiebt, stimmt die oben gefundene relative Ausflußgeschwindigkeit $u_1 = 0{,}56\sqrt{2gh}$ ganz gut mit der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}55\sqrt{2gh}$ überein, d. h. es findet bei einem mäßigen Werthe des Winkels y ein vortheilhafter Austritt des Wassers in nahezu axialer Richtung statt und es kann die angenommene Construction des Schaufelapparates für den innern Umfang des Rades als richtig betrachtet werden, indem alle Bedingungen eines guten Austrittes erfüllt und die Differenzen der Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnisse für diese Stelle beseitigt sind.

Eine aufmerkſame Prüfung des Verhältniſſes zwiſchen der Umfangsgeſchwindigkeit und der relativen Ausflußgeſchwindigkeit zeigt allerdings, daß die letztere und ſomit auch der Reactionsgrad der Turbine noch etwas weniger größer ſein dürfte; es würde alsdann die Geſchwindigkeit U noch etwas kleiner werden und auch Winkel β einen etwas geringern Werth erhalten.

Das oben gefundene Ergebniß iſt indeſſen ſchon befriedigend genug, ſo daß es unnöthig iſt, die Rechnung zu wiederholen, um eine noch vollkommenere Uebereinſtimmung der Werthe von a, β, y, U, u_1 und v zu erhalten.

Wir haben nun ſomit nur noch nachzuſehn, ob auch am äußern Umfang des Rades ebenſo befriedigende Reſultate erreichbar ſeien.

Sei behufs probeweiſer Auffindung des richtigen Winkel β am äußern Radumfange in Fig. 2 Tafel 37 Winkel $a = 16\frac{1}{2}^0$, $\beta = 57^0$, alſo $2a + \beta = 90^0$, ſo ergiebt ſich wiederum zunächſt der theoretiſche Werth von U zu

$$U = \frac{1}{1{,}414}\sqrt{\frac{\sin 57^0}{\cos 16\frac{1}{2}^0 \sin(16\frac{1}{2}^0 + 57^0)}}$$

$$= \frac{1}{1{,}414}\sqrt{\frac{0{,}8387}{0{,}9588 + 0{,}9588}}\sqrt{2gh} = \frac{0{,}955}{1{,}414}\sqrt{2gh} = 0{,}675\sqrt{2gh}.$$

Da bei dieſem ſtarken Reactionsgrade der Reibungsverluſt im Leitrade verhältnißmäßig klein iſt, ſo hat man den theoretiſchen Werth von U mit 0,975 zu multipliciren, um den wirklichen Werth dieſer Geſchwindigkeit zu erhalten, d. h. es iſt

$$U = 0{,}975 \,.\, 0{,}675\sqrt{2gh} = 0{,}658\sqrt{2gh} = 8{,}744 \text{ Meter}.$$

Die Druckhöhe für die relative Ausflußgeſchwindigkeit aus dem Laufrade wird

$$\frac{u_1^2}{2g} = 0{,}88 \,.\, 9 - \frac{8{,}744^2}{2 \,.\, 9{,}81} + \frac{3{,}056^2}{2 \,.\, 9{,}81} = 7{,}92 - 3{,}9 + 0{,}48 = 4{,}5 \text{ Meter}$$

und ſchließlich die relative Geſchwindigkeit

$$u_1 = \sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 4{,}5} = 9{,}396 \text{ Meter} = 0{,}707\sqrt{2gh}.$$

Wie Fig. 2 Tafel 37 zeigt, giebt der obige Werth von U bei dem angenommenen Winkel β von 57° die richtige Umfangsgeſchwindigkeit $v = 0{,}755\sqrt{2gh}$, wie dieſelbe wirklich am äußern Radumfange vorhanden ſein ſoll.

Ferner giebt der gefundene Werth von $u_1 = 0{,}707\sqrt{2gh}$ inſoferne einen ordentlichen Austritt des Waſſers, als die abſolute Geſchwindigkeit w zwar nicht axial, aber doch auch nicht ſehr ſchief gerichtet iſt und keinen großen Werth erhält.

Die angenommenen Verhältnisse können somit als ziemlich befriedigende betrachtet werden und es braucht daher die ganze vorliegende Rechnung nicht mit andern Werthen von a und β wiederholt zu werden, obwohl der Austritt immerhin noch zu wünschen übrig läßt.

Es würde sich nun durch Wahl eines noch kleinern Winkels β ein noch höherer Reactionsgrad und somit ein größerer Werth von u_1, d. h. ein noch vollkommenerer Austritt erzielen lassen, allein es würde alsdann auch U kleiner werden und es entsteht nun die Frage, ob dieß zulässig ist und ob sich somit alle Differenzen durch gehörige Wahl von a und β überhaupt vollständig beseitigen lassen.

§ 48.

Bemerkungen über die neue Schaufelconstruction der Jonval-Turbine.

In dem Beispiele des vorigen Paragraphen ist der Weg angezeigt, auf welchem sich die aus den Winkeldifferenzen entstehenden Effectverluste einer Jonval-Turbine beseitigen lassen und es bleibt nun noch die Frage zu erörtern, ob diese Beseitigung überall (d. h. bei Turbinen der verschiedensten Dimensionen und Reactionsverhältnisse) möglich sei, oder ob innere Gründe dieß für andere als die oben angenommenen Verhältnisse unmöglich machen.

Zu diesem Zwecke muß das Resultat des vorigen Paragraphen noch einmal einer nähern Betrachtung unterzogen werden.

Wie aus den Figuren 1 und 2 Tafel 37 ersichtlich ist, sind bei den berechneten Verhältnissen alle Differenzen für den richtigen Eintritt des Wassers vollständig aufgehoben, d. h. es findet sowohl am innern als auch am äußern Umfange des Rades ein gänzlich correcter stoßfreier Eintritt des Wassers in das Laufrad statt.

Dagegen läßt der Austritt des Wassers aus dem Laufrade noch etwas zu wünschen übrig.

Am innern Umfange des Rades (Fig. 1) ist die gefundene relative Ausflußgeschwindigkeit mit $0{,}56\sqrt{2gh}$ gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}555\sqrt{2gh}$ etwas zu klein, denn es würde ein etwas größerer Werth von u_1 (im Verein mit dem daraus resultirenden kleinern Austrittwinkel) einen correctern Austritt (eine etwas kleinere absolute Ausflußgeschwindigkeit w) ergeben.

Um dieß zu erreichen, hätte man einfach den Reactionsgrad etwas größer oder den Winkel β etwas kleiner als 141° zu wählen; allein hierdurch würde, wie man leicht finden wird, der richtige stoßfreie Eintritt beeinträchtigt werden. Es ist nämlich für die einmal stricte ge-

gebene Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}555\sqrt{2gh}$ nur bei einem einzigen Werth von β ein stoßfreier Eintritt des Wassers zu erzielen und dieser Werth ist der im vorigen Paragraphen gefundene von 141°. Wird β kleiner gewählt, so wird zwar auch U kleiner, aber nicht in demselben Maße, sondern sie bleibt gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit für den stoßfreien Eintritt zu groß und es ist daher jede Verminderung von β unzulässig. Eine Vergrößerung des Winkels β dagegen würde eine noch kleinere Geschwindigkeit u_1 nach sich ziehn und daher den Austritt noch ungünstiger gestalten.

Ebenso ist am äußern Umfange des Rades (Fig. 2) die gefundene relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 mit $0{,}707\sqrt{2gh}$ gegenüber der Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}755\sqrt{2gh}$ zu klein, denn es würde auch hier ein größerer Werth von u_1 einen günstigen Austritt ergeben.

Dieser größere Werth würde auch hier durch einen etwas größeren Reactionsgrad, d. h. einen kleinern Werth von β zu erreichen sein, allein es würde dieß wiederum den stoßfreien Eintritt stören.

Bei einer Verkleinerung des Winkels β würde nämlich allerdings auch U kleiner, allein wiederum nicht im richtigen Verhältnisse, es würde vielmehr U der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit v gegenüber zu groß werden, während eine Vergrößerung von β in Folge Verminderung von u_1 einen noch ungünstigern als in Fig. 2 erhaltenen Austritt ergeben müßte.

Der angenommene Winkel β von 57° entspricht somit dem Maximum des Reactionsgrades, welcher bei der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit $v = 0{,}755\sqrt{2gh}$ für einen stoßfreien Eintritt anwendbar ist und es ist somit auch hier jede Aenderung des Winkels β gänzlich unzulässig, sobald man die Umfangsgeschwindigkeit v als gegeben betrachtet.

Gegeben ist diese Geschwindigkeit v am äußern Umfange aber wirklich durch diejenige am mittlern Umfange und es ist daher bei der vorliegenden Turbine überhaupt unmöglich, anders eine vollständigere als die vorgenommene Ausgleichung der Differenzen herbeizuführen, als indem man von vorn herein für den mittlern Radumfang ein anderes Reactionsverhältniß und zwar ein kleineres, oder einen größeren Werth von U und einen kleineren von v wählt.

Bei der vorliegend betrachteten Turbine würde dieß zwecklos sein, da die Differenzen nahezu (in ganz befriedigender Weise) beseitigt sind; allein bei einer Turbine mit relativ zum Durchmesser größerer Kranzbreite b (wie eine solche sehr oft vorkommt) würde eine Beseitigung der Abweichungen bei dem Reactionsgrade $U = 0{,}676\sqrt{2gh}$ für den mitt-

lern Radumfang nicht mehr möglich sein und zwar führt eine einläßliche Prüfung der einschlägigen Verhältnisse (wie sie oben betrachtet worden sind) zu der nachfolgenden Regel.

§ 49.

Regel für die neue Construction der Jonval-Turbine.

Die Schaufelconstruction für den innern Umfang jeder Turbine (welches auch deren relative Breite $\frac{b}{D}$ sei) ist für einen möglichst kleinen Reactionsgrad $U = 0{,}92$ bis $0{,}95\sqrt{2gh}$ zu construiren; der Reactionsgrad für den äußern Radumfang dagegen ist nach der Anleitung des § 47 ausfindig zu machen.

Bei Turbinen mit größerer relativer Kranzbreite ist es unmöglich, an allen Punkten der Radbreite einen ganz correcten Ein- und Austritt des Wassers zu erhalten und zwar darf, wenn alle Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen vollständig beseitigt werden sollen, der äußere Durchmesser der Turbine nicht mehr als $^3/_2$ des innern Durchmessers betragen und soll die Summe der Winkel $2a + \beta$ nicht kleiner als 80 bis 90°, sowie der Werth von U nicht kleiner als $0{,}63\sqrt{2gh}$ sein.

Diese Einschränkung der relativen Radbreite $\frac{b}{D}$ (bei der vorliegend betrachteten Turbine ist nach Seite 153

$$\frac{b}{D} = \frac{156}{1000} = \frac{1}{6{,}41} \text{ oder } \frac{\text{äußerer Durchmesser}}{\text{innerer Durchmesser}} = \frac{1156}{844} = \frac{2{,}74}{2}\Big)$$

für den Fall, daß alle Differenzen ausgeglichen werden sollen, rührt lediglich aus dem Umstande her, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Rades für sämmtliche Stellen der Radbreite gegeben ist, sobald diejenige an einer einzigen Stelle fixirt worden ist.

Man kann sich leicht durch versuchsweises Verfahren überzeugen, daß der Reactionsgrad und der Actionsgrad einer Turbine keineswegs auf beliebig auseinander liegende Werthe getrieben werden können.

Würde man z. B. bei unserer Turbine der vorigen drei Paragraphen den Winkel noch kleiner als 57°, oder z. B. zu 49° wählen, so würde nach Fig. 3 Tafel 37 bei $a = 16^1/_2{}^\circ$ und $v = 0{,}755\sqrt{2gh}$ U den

Werth $0{,}625\sqrt{2gh}$ erhalten, damit der Eintritt des Wassers ohne Stoß nach der relativen Richtung $u = ab$ erfolgen könnte.

Da nun aber nach § 11 Formel 13) der Werth von U wiederum von dem Werth der Winkel a und β abhängt, so ergiebt sich

$$\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)} = \frac{0{,}7547}{0{,}9588 \,.\, 0{,}9099} = 0{,}865$$

und der theoretische Werth von U zu

$$U = \frac{\sqrt{0{,}865}}{1{,}414}\sqrt{2gh} = 0{,}657\sqrt{2gh}.$$

Unter Berücksichtigung der Reibungsverluste wird der definitive Werth von U nach § 29 (Seite 124)

$$U = 0{,}975 \,.\, 0{,}657 = 0{,}64\sqrt{2gh},$$

wobei der Coefficient 0,975 an Stelle desjenigen 0,962 wegen geringerer Reibung bei dem höhern Reactionsgrade gewählt werden muß.

Nun ist allerdings dieser Werth von U nur unter der annähernd richtigen Voraussetzung richtig, daß Winkel y klein oder $u_1 = v$ sei, was nicht genau zutrifft.

Der Werth von u_1 muß vielmehr jederzeit etwas größer sein als v und somit wird es gut sein, den Reactionsgrad etwas größer, d. h. den theoretischen Werth von U etwas kleiner zu machen als die Formel 13) des § 11 diesen Werth ergiebt. In Folge dessen muß auch der definitive corrigirte Werth von U etwas kleiner und zwar im vorliegenden Falle $U = 0{,}62\sqrt{2gh}$ statt $0{,}64\sqrt{2gh}$ werden, was mit den geometrischen Verhältnissen des Dreiecks Fig. 3 gut übereinstimmt.

Dieser Werth $U = 0{,}62\sqrt{2gh}$ oder der Werth $2a + \beta = 2 \,.\, 16^1/_2 + 49 = 82^0$ repräsentirt somit für die vorliegende Turbine den größten möglichen (richtigen, stoßfreien Eintritt bedingenden) Reactionsgrad, denn für jeden kleinern Werth von U wird das geometrische U des Dreiecks Uvu kleiner werden, als das berechnete U, wobei aber kein stoßfreier Eintritt mehr statthaben könnte.

Auf dieselbe Weise kann man finden, daß das Actionsverhältniß für den innern Radumfang nach Fig. 1 Tafel 37 mit $U = 0{,}82\sqrt{2gh}$ die äußerste Grenze bildet, oder vielmehr daß mit diesem (im vorigen Paragraphen acceptirten) Werthe von U der absolut vortheilhafteste Actionsgrad für den innern Radumfang bereits ein wenig überschritten ist.

Denn wegen der nur annähernden Richtigkeit der Formel

$$U = \sqrt{gh\,\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}$$

des § 11 müßte der in § 47 berechnete Werth von U noch etwas kleiner sein als $0{,}823\sqrt{2gh}$ und zwar sehr nahe $U = 0{,}80\sqrt{2gh}$.

Der genau berechnete Werth von U ist somit für den innern Umfang (Fig. 1 Tafel 37) schon kleiner als der geometrische $0{,}82\sqrt{2gh}$.

Je mehr aber der Actionsgrad vermehrt wird, desto größer wird der Unterschied zwischen berechnetem U und geometrischem U und desto größer der beim Eintritt entstehende Wasserstoß.

Nimmt man, um auch hier ein Beispiel zu geben, in Fig. 4 Tafel 37 versuchsweise $a = 14°$, $\beta = 146°$ an, so wird

$$\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)} = \frac{0{,}5592}{0{,}9703 \,.\, 0{,}3420} = 1{,}685,$$

und der theoretische Werth von U

$$U = \frac{\sqrt{1{,}685}}{1{,}414}\sqrt{2gh} = 0{,}92\sqrt{2gh}.$$

Hieraus ergiebt sich unter Berücksichtigung der Reibungswiderstände der effective Werth von U zu

$$U = 0{,}94 \,.\, 0{,}92\sqrt{2gh} = 0{,}864\sqrt{2gh}.$$

Der ganz genaue Werth von U wird aber noch etwas kleiner (weil u_1 etwas größer als v und daher U etwas kleiner als $\sqrt{gh\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}$ sein soll) und zwar $= 0{,}85\sqrt{2gh}$.

Dieser berechnete Werth ist aber schon wesentlich kleiner als der geometrische $0{,}90\sqrt{2gh}$ in Fig. 4 Tafel 37, welcher letztere aus der gegebenen Umfangsgeschwindigkeit v und den Werthen von a und β folgen müßte, und es ist daher die Uebereinstimmung nicht vorhanden.

Man könnte nun allerdings, unter Beibehaltung der Winkelverhältnisse der Fig. 4, durch entsprechende Erweiterung der Laufradcanäle am Austritt die Ausflußgeschwindigkeit U auf $0{,}90\sqrt{2gh}$ erhöhen und dadurch den Stoß beim Eintritt vermeiden. Allein was man dadurch für den Eintritt verbessern würde, müßte man am Austritt verderben und es kann somit dieses Auskunftsmittel zu Nichts dienen.

§ 50.

Theoretische Entwicklung der neuen Turbinenconstruction.

Um die in den vorhergehenden Paragraphen auf dem Wege des Versuchens gefundenen Resultate über die Beseitigung der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen oder mit andern Worten eine vollkommen richtige Turbinenconstruction auf mathematischem

Wege entwickeln zu können, müssen die zwischen dem Wasser und den Laufradschaufeln vorhandenen Pressungsverhältnisse einer nähern Prüfung unterzogen werden.

Hierbei kommen die Gesetze der Bewegung einer Masse unter der Einwirkung sowohl constanter als auch veränderlicher Kräfte, sowie diejenigen der relativen Bewegung zur Geltung.

Dieß letztere ist nun erfahrungsmäßig immer eine delicate Sache, welche große Aufmerksamkeit von Seiten des Lesers erfordert und ungeachtet dessen Manchem unverständlich bleiben wird.

Ich sage erfahrungsmäßig; denn es ist eine Thatsache, daß die folgenden Betrachtungen nicht so leicht richtig aufzufassen sind, da sie jeder Anschaulichkeit entbehren.

1. Bewegung einer Masse unter dem Einflusse einer constant in gleicher Größe wirkenden Kraft.

Nach den Gesetzen der Mechanik ist die Geschwindigkeit der Bewegung einer durch eine constante Kraft getriebenen Masse der Intensität der Kraft direct, der Größe der Masse verkehrt und der Dauer der Einwirkung der Kraft ebenfalls direct proportional. Dabei ist unter der Geschwindigkeit diejenige in der nämlichen Richtung verstanden, in welcher die Kraft auf die Masse einwirkt.

Die Zunahme der Geschwindigkeit ist daher in derselben Zeit gleich groß und die Geschwindigkeit selbst z. B. nach einer dreimal längern Wirkungsdauer dreimal so groß.

Man nennt eine solche Bewegung einer Masse eine „gleichförmig beschleunigte Bewegung".

Wenn z. B. ein Druck von 1 Kilogramm während einer Secunde auf eine Masse einwirkt, so hat die letztere am Ende der ersten Secunde eine gewisse Geschwindigkeit v erlangt und diese Geschwindigkeitsänderung bleibt in der zweiten Secunde der Einwirkung der Kraft ebenso groß und es ist die am Ende der zweiten Secunde vorhandene Geschwindigkeit der Masse $= 2v$.

Es ist somit die Geschwindigkeitsänderung, welche ein Kraft hervorbringt, von der Größe einer bereits vorhandenen Geschwindigkeit gar nicht abhängig und dieses Gesetz gestattet uns eine genaue Verfolgung des Vorganges, wenn durch das sich drehende Laufrad einer Turbine Wasser hindurchfließt.

Nennt man v die Geschwindigkeit, welche eine Masse M unter der gleichförmigen Einwirkung einer Kraft K nach Verlauf einer beliebigen

Anzahl Zeiteinheiten t erlangt, so ist, wenn man die Geschwindigkeitsänderung in der Zeiteinheit t mit i bezeichnet:

$$v = i\frac{K}{M}t$$

und somit

$$K = \frac{Mv}{it},$$

d. h. es ist die treibende Kraft der Größe der Masse und der erlangten Geschwindigkeit direct, dagegen der Dauer der Einwirkung der Kraft verkehrt proportional.

Diese Beziehungen gelten ganz allgemein und unter allen Umständen.

Nun handelt es sich in erster Linie darum, die Größe der Beschleunigung zu messen und auch für die Einheit der Masse M einen numerischen Werth zu haben, welcher unveränderlich bleibt und an jedem Orte und zu jeder Zeit als Maß (Einheit) für die Masse M dienen kann. Es wird alsdann zum Maßstabe für die Bestimmung des Werthes einer Kraft am besten eine gewisse Beschleunigung gewählt werden, welche einem Körper in der Zeiteinheit durch eine unveränderliche, leicht zu bestimmende Kraft ertheilt wird.

Diesen Maßstab bietet uns die Beschleunigung $g = 9{,}8088$ Meter, welche einem frei fallenden Körper durch die gleichförmig wirkende Anziehung der Erde in einer Secunde ertheilt wird.

Die Größe der anziehenden Kraft der Erde auf eine Masse ist nun durch das Gewicht dieser Masse gegeben und es wird sich somit irgend eine gleichförmig beschleunigend auf einen Körper einwirkende Kraft (Druck) zur Anziehungskraft der Erde, d. h. zum Gewicht des Körpers so verhalten, wie sich die dem Körper ertheilte Beschleunigung in der Zeiteinheit zur Beschleunigung $g = 9{,}8088$ Meter (in 1 Secunde) verhält, welche letztere der Körper durch die Anziehung der Erde erlangt haben würde.

Es ist somit, wenn G das Gewicht einer Masse (eines Körpers) bezeichnet,

$$K : G = i : g \quad \text{oder} \quad K = \frac{Gi}{g},$$

und da die nach t Zeiteinheiten (Secunden) erlangte Geschwindigkeit $v = it$ ist, so wird auch

$$K = \frac{Gv}{gt} \quad \text{und} \quad v = \frac{Kgt}{G}; \quad i = \frac{Kg}{G}.$$

Es verhält sich ferner eine beliebige Masse M zu einer andern Masse vom Gewichte G, wie sich die Beschleunigung i zu derjenigen g

verhält, vorausgeſetzt, daß beide Maſſen durch dieſelbe Kraft beſchleunigt werden. Es iſt ſomit

$$M : G = i : g \quad \text{und} \quad g = \frac{G\,i}{M} \quad \text{und} \quad \frac{M}{i} = \frac{G}{g}; \text{ ſowie ferner } M = \frac{i\,G}{g}.$$

2. Die Bewegung einer Maſſe unter der Einwirkung einer ungleichförmig auf dieſelbe einwirkenden Kraft

findet nach den Principien der Mechanik genau ſo ſtatt, daß ſie am Ende der Bewegung dieſelbe Beſchleunigung erlangt hat, wie wenn ſie durch eine conſtante Kraft beſchleunigt worden wäre, welche gleich iſt dem mittlern Werthe der veränderlichen Kraft.

Umgekehrt iſt der mittlere Werth einer veränderlichen Kraft gleich derjenigen conſtanten Kraft, welche in derſelben Zeit dieſelbe Beſchleunigung einer gleich großen Maſſe hervorbringt.

3. Druck und Beſchleunigung des Waſſers im Laufrad einer Turbine.

Nach den vorhergehenden allgemeinen Erörterungen können nun die Beſchleunigungs- und Preſſungsverhältniſſe beim Durchfluß des Waſſers durch eine Turbine einer nähern Prüfung unterzogen werden.

Um vorerſt den einfachſten Fall zu behandeln, ſei Fig. 1 Tafel 40 das Laufrad einer Turbine, wie dieſelben im bisherigen Theile des Werkes behandelt worden ſind.

Es ſei $< \beta = 90^0$; das Waſſer trete ſomit ſtoßfrei in der relativen Richtung u axial in die Canäle ein; die abſolute Eintrittrichtung ſei $U = a\,c$.

Die Umfangsgeſchwindigkeit des Rades ſei $v = b\,c$.

Das Waſſer verlaſſe das Rad, wie es ſoll, ſo daß die abſolute Ausflußgeſchwindigkeit $f\,d = w$ axial gerichtet iſt, daher $d\,e = u_1$ die relative Ausflußgeſchwindigkeit des Waſſers.

Nach den Geſetzen der relativen Bewegung kann nun bei der Beſtimmung der gegenſeitigen Preſſungsverhältniſſe zwiſchen Waſſer und Rad die abſolute Bewegung des Waſſers gänzlich außer Betracht gelaſſen werden, indem hierbei einzig die relative Bewegung zwiſchen Waſſer und Rad maßgebend iſt.

Die Sache verhält ſich daher gerade ſo, als ob das Laufrad (welches in Wirklichkeit vom Waſſer fortgeſtoßen wird) ſtille ſtände und auf das Waſſer in horizontaler Richtung von a gegen b eine Preſſung ausgeübt würde, welche daſſelbe während dem Durchfluſſe durch das Rad in horizontaler Richtung gemeſſen von g nach e treibt.

Die verticale Bewegung des Wassers in der nämlichen Zeit (parallel der Achse) kommt hierbei gar nicht in Betracht, denn diese Bewegung wird dem Wasser nicht in dem Laufrade ertheilt; es besitzt dieselbe vielmehr schon bei seinem Eintritte (als relative Eintrittgeschwindigkeit u) und behält dieselbe auch (als absolute Ausflußgeschwindigkeit w) nach seinem Austritt aus dem Rade noch bei.

Wir haben es daher hier ausschließlich mit der horizontalen Ablenkung des Wassers in der Richtung von a nach b zu thun und wird diese letztere von der axialen Bewegungsgröße nicht beeinflußt.

Das Wasser besitzt bei seinem Eintritt in das Laufrad (relativ zu dem letzteren) gar keine horizontale Geschwindigkeit; beim Austritt jedoch eine solche $= e\,g$, die wir mit r bezeichnen wollen.

Das Wasser ist daher beim Durchfluß durch das Rad um die Größe $r = g\,e$ beschleunigt worden und es hat dieß nur dadurch stattfinden können, daß zwischen Wasser und Schaufel eine (gegenseitig gleich große) Pressung d. h. eine Kraft vorhanden war, welche diese Beschleunigung erzeugte.

Ob es das Wasser ist, welches gegen das Rad drückt (wie wirklich der Fall), oder ob das Rad gegen das Wasser drücke (wie hier angenommen ist), bleibt sich gänzlich gleichgültig.

Ob ferner der gegenseitige (in horizontaler Richtung gemessene) Druck zwischen Wasser und Schaufeln an jeder Stelle gleich groß sei oder nicht, hat auf das Endergebniß (die Größe der Beschleunigung $r = g\,e$) wiederum keinen Einfluß, indem sich aus der Beschleunigung r sogleich ein mittlerer Druck K berechnen läßt, welcher dieselbe Wirkung hervorbringt, wie die wirkliche veränderliche Pressung zwischen Wasser und Rad.

Es ist nämlich nach 1) dieses Paragraphen, wenn Q das per Secunde durch die Turbine fließende Wasserquantum in Kils. bezeichnet, der mittlere Werth der Pressung K in Kils.:

$$K = \frac{Q \,.\, r}{g},$$

wobei $r = g\,e$ die wirkliche Beschleunigung des Wassers in einer Secunde bezeichnet, während $g = 9{,}8088$ die Beschleunigung durch die Schwere in einer Secunde ist.

Es wird daher die Beschleunigung

$$r = \frac{Kg}{Q}.$$

Nun ist aber K bei jeder Turbine nichts Anderes als der Umfangsdruck (am mittlern Umfang) des Laufrades, denn die Pressung K zwischen Schaufeln und Rad ist natürlich gegenseitig.

K ist somit der Druck, mit welchem das Wasser das Rad herumdreht, die Geschwindigkeit dieser Bewegung ist gegeben durch die Umfangsgeschwindigkeit v und es ist

$$K \cdot v = \text{dem hydraulischen Effect der Turbine.}$$

Der hydraulische Wirkungsgrad einer guten Jonval-Turbine ist aber nach § 27 (Seite 122) 6 bis 8 Procent größer als der Nutzeffect der Turbine oder im Mittel gleich 0,82 des theoretischen Effectes Q h.

Es ist somit

$$K \cdot v = 0{,}82\ Q\,h$$

(wobei h das Gefälle) und

$$v = \frac{0{,}82\ Q\,h}{K}.$$

Die Verbindung dieses letztern Ausdruckes mit dem vorhin erhaltenen $r = \frac{K \cdot g}{Q}$ ergiebt

$$v \cdot r = \frac{0{,}82\ Q\,h}{K} \cdot \frac{K\,g}{Q} \quad \text{oder} \quad \underline{v\,r = 0{,}82\ g\,h.}$$

Hieraus erhält man nun einen sehr einfachen Ausdruck, durch welchen die Construction des Schaufelapparates für verschiedene Umfangsgeschwindigkeiten v bestimmt wird; denn es ist allgemein für alle Turbinen

$$r = \frac{g\,h}{v} \times \text{hydraulischer Wirkungsgrad}$$

und speciell für Jonval-Turbinen nach unsern Constructionsverhältnissen

$$r = \frac{0{,}82\ g\,h}{v}.$$

Durch die Beschleunigung $r = g\,e$ (Fig. 1 Tafel 40) ist die Construction der Turbine für die verschiedenen Stellen des Raddurchmessers gegeben, und wie man sieht, ist diese Größe der Umfangsgeschwindigkeit (und somit auch dem Durchmesser) der betrachteten Stelle umgekehrt proportional.

Bei der vorliegend betrachteten Turbine, wo $\beta = 90°$ und das Wasser ohne horizontale relative Geschwindigkeit ins Laufrad eintritt, muß $r = v$ sein, weil nur in diesem Falle w axial wird.

Für diesen Fall wird somit die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v

$$v = r = \sqrt{0{,}82\ g\,h}.$$

Wird dagegen v größer, so wird r kleiner und umgekehrt.

4. Druck und Beschleunigung des Wassers im Laufrad bei verschiedenen Werthen von β.

Die obigen Ergebnisse sind unter der Voraussetzung erhalten worden, daß das Wasser ohne horizontale relative Geschwindigkeit in das Laufrad eintrete, und es fragt sich nun, ob die erhaltenen Resultate allgemeine Gültigkeit haben.

Betrachtet man zunächst den Fall Fig. 2 Tafel 40, in welchem β kleiner ist als 90° und daher das Wasser nicht in axialer Richtung, sondern in derjenigen $ab = u$ stoßfrei relativ ins Laufrad eintritt.

Die relative Geschwindigkeit des Wassers beim Eintritt ist daher in horizontaler Richtung gemessen nicht gleich Null, sondern gleich $d_2 b$. Die Beschleunigung r, welche das Wasser (in horizontaler Richtung gemessen) während dem Durchflusse durch das Rad erfährt, ist daher nicht mehr gleich ef, sondern kleiner und zwar gleich ef weniger $d_2 b = v - d_2 b$.

Nennt man die horizontale Componente $d_2 b$ der relativen Eintrittgeschwindigkeit $u = x$, so wird

$$r = v - x \quad \text{und} \quad x = v - r; \quad v = r + x.$$

Durch diese horizontale Componente x ist nun (bei gegebenem Werth von $w_2 = w$) die genaue Construction des Schaufelapparates und der Werth von β fixirt. Es ist überflüssig, besondere Ausdrücke hierfür aufzustellen.

Prüfen wir nun den Fall Fig. 3 Tafel 40, in welchem das Wasser mit einer negativen horizontalen Componente $b d_2$ ins Laufrad eintritt, d. h. mit einer horizontalen Componente, welche der Richtung der Beschleunigung im Laufrade entgegengesetzt ist. Die Beschleunigung r im Laufrade muß daher hier größer sein, als die Umfangsgeschwindigkeit v, und zwar $= v + d_2 b$.

Nennt man auch hier $d_2 b = x$, so ist für diesen Fall

$$r = v + x; \quad x = r - v; \quad v = r - x.$$

Durch die negative horizontale Componente $x = d_2 b$, mit welcher das Wasser hier relativ in das Rad eintreten muß, ist auch hier wieder die ganze Construction des Schaufelapparates fixirt und läßt sich letzterer nunmehr ohne Anstand aufzeichnen.

5. Aufzeichnung des Schaufelapparates nach der neuen Construction.

Die oben gefundenen Ausdrücke enthalten das einfache

Gesetz für die correcte Schaufelconstruction der Jonval-Turbinen:

Die horizontale Beschleunigung des Wassers im Laufrade soll für die verschiedenen Stellen der Canalbreite dem Durchmesser dieser Stellen umgekehrt proportional sein. Ist z. B. der innere Durchmesser des Laufrades gleich $^2/_3$ des äußern Durchmessers, so soll die horizontale Beschleunigung am innern Umfange des Rades $^3/_2$ derjenigen am äußern Radumfange sein.

§ 50.

Aufzeichnung der neuen Schaufelconstruction.

Die obenstehende Regel giebt ein einfaches Mittel an die Hand, den Schaufelapparat einer Jonval-Turbine aufzuzeichnen, bei welcher alle Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen vollständig ausgeglichen sind.

Ist z. B. Fig. 1 Tafel 40 der Schaufelapparat (die Abwicklung des Schaufelschnittes) am mittlern Umfange einer Turbine und ist wie gewöhnlich nach den vom Verfasser adoptirten Verhältnissen $< \beta = 90°$, so ist nach dem vorigen Paragraphen die horizontale Beschleunigung gleich der Umfangsgeschwindigkeit, also $r = v$. Ist nun Fig. 2 Tafel 40 der äußere Durchmesser des Laufrades um so viel größer, daß die Umfangsgeschwindigkeit $v = bc$ um den Betrag $b\,d_2$ größer ist als in Fig. 1, so wird die horizontale Beschleunigung r um denselben Betrag $b\,d_2$ kleiner als in Fig. 1.

Es ist daher in Fig. 2 (am äußern Radumfange) die Umfangsgeschwindigkeit um den doppelten Betrag von $b\,d_2$, d. h. um $2\,b\,d_2$ oder um x größer als die horizontale Beschleunigung.

Es muß daher das Wasser dem Laufrade so zugeführt werden (mit einer solchen relativen Eintrittgeschwindigkeit), daß die horizontale Componente der letztern gleich ist $2\,b\,d_2$ oder $= x$.

Man zieht daher die Horizontale a a (so daß w_2 in Fig. 1 und 2 gleich groß ist) und zieht die relative Geschwindigkeit und Richtung des Wassereintrittes $a\,b = u$, so daß $x = 2\,b\,d_2$, macht $b\,c = v$, und ist nun $a\,c = U$ die absolute Geschwindigkeit und Richtung des Wasser-

eintrittes oder die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate und Winkel a c b = a der Winkel der Leitschaufeln mit der untern Leitradebene.

Am innern Umfange Fig. 3 des Rades ist die Umfangsgeschwindigkeit v um d_2 b kleiner als am mittlern und daher die horizontale Beschleunigung r um denselben Betrag größer als in Fig. 1.

Das Wasser muß daher hier mit einer negativen Componente $x = 2 d_2$ b an horizontaler Geschwindigkeit im Laufrad eintreten. Man zieht daher a b = u so, daß $x = 2 d_2$ b und es ist sodann b c = U und a c b der Winkel a der Leitschaufeln mit der untern Radebene.

Es ist also

in Fig. 1 (am mittl. Radumfange) $x = 0$; $r = v$;
„ „ 2 „ äußern „ $x = 2 (v_2 - v)$; $x = v_2 - r$; $r = v_2 - x$,
„ „ 3 „ innern „ $x = 2 (v - v_3)$; $x = r - v_3$; $r = v_3 + x$,

wobei v die Umfangsgeschwindigkeit am mittlern, v_2 diejenige am äußern und v_3 diejenige am innern Radumfange bezeichnet. Wie man aus diesem Beispiele ersieht, sind durch die gegebene Regel die sämmtlichen Schaufelwinkel für jede Stelle des Radhalbmessers gegeben.

Es ist in den Figuren 1 bis 5 Tafel 40 vorausgesetzt, daß die verticale Componente w_2 der relativen Eintrittgeschwindigkeit u = a b an allen Stellen des Radhalbmessers dieselbe sei und daß auch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w gleich der genannten Componente w_2 sei. Es wird in diesem Falle das Wasser das Laufrad mit constanter Geschwindigkeit (parallel der Achse gemessen) durchfließen und zwar würde diese Geschwindigkeit auch in jeder Entfernung von der Axe die nämliche sein.

Dieß ist indessen keineswegs ein Erforderniß, sondern mehr eine natürliche Annahme.

Es kann sehr wohl w_2 in den verschiedenen Entfernungen von der Axe einen etwas verschiedenen Werth erhalten und ebenso kann auch w_2 etwas kleiner oder größer sein als w.

Nur hat man im letztern Falle (wo w nicht gleich w_2 ist) darauf zu achten, daß die mit r bezeichnete horizontale Beschleunigung diejenige im Laufrade ist, denn es hat diese Geschwindigkeit alsdann nicht mehr in beiden Rädern ein und denselben Werth, wie dieß in den Figuren Tafel 40 angeschrieben ist.

Die Figuren 4 und 5 geben eine Zusammenstellung der drei Schaufelstellungen am mittlern, äußern und innern Umfange der oben betrachteten Turbine.

Wie aus Fig. 5 ersichtlich ist, schneiden sich sämmtliche relative

Eintrittgeschwindigkeiten u in ein und demselben Punkte und zwar in einer Höhe $= \frac{1}{2} w_2$.

In Fig. 4 sind die Schaufelformen neben einander aufgezeichnet, welche den Winkelverhältnissen von Fig. 5 entsprechen. Wie aus einer nähern Betrachtung derselben hervorgeht, wird der Winkel a der Leitschaufeln beim Austritt am innern Radumfange am kleinsten, am äußern Radumfange am größten, also umgekehrt, wie dieß bei der gewöhnlich üblichen Schaufelconstruction der Fall ist.

Da es nun zwar nicht eine Nothwendigkeit, aber doch eine natürliche Annahme ist, die horizontale Schaufeltheilung f g Fig. 4 um so größer zu machen, je kleiner der Winkel a ist, so wird diese Theilung f g am innern Umfange größer als diejenige h i am äußern Umfange und es können aus diesem Grunde die Schaufelkanten an den obern und untern Radebenen nicht mehr beide radial gerichtet sein.

Um den Forderungen der oben entwickelten Theorie entsprechen zu können, ist man daher genöthigt, von dem bisher allgemein adoptirten Bildungsgesetze der Turbinenschaufeln gänzlich abzugehn und die Schaufeln nach einer andern Methode zu formen.

Ein bestimmtes Gesetz hiefür läßt sich nicht aufstellen, denn es ist an und für sich gänzlich gleichgültig, durch welche Curve die beiden gegebenen Anfangs- und Endrichtungen der Schaufeln in einander übergehn, sobald die bereits in § 39 besprochenen Bedingungen eingehalten werden.

Beim Leitrade sind die Anfangswinkel aller Schaufeln (beim Eintritt) 90° (hier kann eine kleine Abweichung keinen Schaden bringen) und es läßt sich nun der Uebergang dieses Winkels in denjenigen a für verschiedene Werthe des letztern durch eine kleinere oder größere Horizontaltheilung h i und f g erzielen. Man hat hier lediglich darauf zu achten, daß die Schaufelenden am Austritt einander parallel seien und im Uebrigen das in § 39 Gesagte zu berücksichtigen. Man hat es somit ganz in der Wahl, ob man f g am innern Umfange größer machen wolle als h i am äußern Umfange. Man erhält auch ganz gute Schaufelformen, wenn man überall (für jede Entfernung von der Achse) dieselbe Schaufeltheilung h i beibehält, also f g = h i macht; denn es werden dann die obern und untern Schaufelkanten des Leitrades einander parallel.

Ganz ebenso gleichgiltig ist es, ob man die obere oder untere Schaufelkante des Leitrades radial stelle. Es braucht auch keine von beiden radial gestellt zu sein, obwohl bei Anwendung verticaler Regulir-

schieber eine radiale Stellung der obern Leitschaufelkanten für die Schieber am zweckmäßigsten ist.

Ebenso ist es für die Herstellung der Kernenkasten gleichgültig, wie die Schaufelkanten gegenüber dem Radius stehn; der Gießer dagegen zieht eine radiale von zwei Schaufelkanten zweien nicht radialen vor, weil ihm dieß einen sichern Anhaltspunkt für das Einstellen der Kernen in die Form darbietet. Mit Hülfe einer Lehre sind übrigens auch Schaufeln mit zwei nicht radialen Schaufelkanten leicht richtig in die Form zu stellen, ebenso bei Gußschaufeln die dazu gehörigen Kernen.

Am Laufrade ist eine gleiche horizontale Schaufeltheilung für die verschiedenen Abstände von der Achse nicht mehr anwendbar, wie deutlich aus Fig. 4 zu entnehmen ist.

Die Ablenkung des Wassers wird am innern Umfange des Rades so bedeutend, daß für den Uebergang aus β in y die Curve i eine bedeutend kleinere Horizontaltheilung l m erfordert als diejenige o p der Curve a am äußern Radumfange ist.

Ein Gesetz läßt sich hier ebenfalls nicht aufstellen; das Gefühl muß hier maßgebend sein.

Wie man bei näherer Betrachtung der Sache leicht finden wird, kann die Erzeugende der so construirten Schaufelformen nicht mehr eine horizontale radial gerichtete Linie sein, welche sich in einer Schraubenlinie der Achse entlang bewegt (wie dieß bei den bisher üblichen Schaufelformen der Fall war).

Jeder Horizontalschnitt durch die Schaufeln außer den beiden an der obern und untern Ebene des Laufrades ergiebt eine krumme Linie und es entsteht nun die Frage, wie der Tischler die Kernenform ausschneiden soll, damit die so sehr von einander verschiedenen Curven des innern und äußern Radumfanges richtig ineinander übergehn.

Dieß letztere ist nun dann der Fall, wenn jede der beiden Schaufelcurven am innern und äußern Umfange des Rades in eine gleich große Anzahl gleicher Theile eingetheilt wird und sodann von jedem Theilpunkte des äußern Umfanges zu dem entsprechenden Theilpunkte des innern Umfanges eine gerade Linie gezogen wird.

Diese geraden Linien durch alle Theilpunkte gezogen bestimmen die Schaufelfläche, welche sodann mittelst einer Laubsäge ohne alle Schwierigkeit herausgesägt werden kann.

Der Verfasser hat schon eine große Anzahl solcher Turbinen ausgeführt und noch niemals einen Anstand in der Schreinerei oder Gießerei bezüglich der Ausführung der neuen Schaufelformen gehabt.

§ 51.

Prüfung des Wassereintrittes und der Ueberdruckverhältnisse bei der neuen Schaufelconstruction.

Man kann die Frage aufwerfen, ob eine nicht radiale Stellung der Schaufeln am Austritt aus dem Leitrade nicht eine unrichtige Einströmung im Laufrade zur Folge haben könne. Diese Frage ist in verneinendem Sinne zu beantworten.

Der Theorie nach findet der Eintritt des Wassers in das Laufrad einer Turbine dann richtig statt, wenn neben einem stoßfreien Eintritte jeder Wasserfaden in der Drehungsebene des getroffenen Punktes eintritt.

Nun ist das Wasser bei seinem Durchfluß durch das Laufrad von den beiden parallel der Achse laufenden Seitenkränzen der Turbine eingeschlossen und geführt, so daß ein einzelnes Wassertheilchen seine Entfernung von der Achse während des Durchflusses nicht verändert.

Es wird daher jedes einzelne Wassertheilchen — welches auch die Richtung der untern Leitschaufelkante gegenüber dem Radius sei — normal zum Radius aus dem Leitrade austreten, also dessen Bewegungsrichtung (im Grundrisse betrachtet) mit der Osculationsebene des getroffenen Laufradpunktes zusammenfallen.

Es ist die Bewegungsrichtung des Wassers in einer horizontalen Ebene betrachtet gänzlich unabhängig von der Form und Stellung der Leitschaufeln und wird diese Richtung ausschließlich durch die Seitenkränze der Turbine bedingt.

So lange daher die Seitenwände normal auf den Radius der betrachteten Stelle gerichtet, d. h. so lange diese Seitenwände kreisförmig sind, muß die Eintrittrichtung des Wassers ins Laufrad (auf die Horizontalebene projicirt) mit der Bewegungsrichtung der letzteren zusammenfallen.

Eine andere wichtige Frage bleibt nun noch zu beantworten übrig, nämlich diejenige, ob der verschiedene Reactionsgrad, d. h. der so verschiedene Ueberdruck am innern und äußern Umfange des Rades, nicht störend auf den regelmäßigen Durchfluß des Wassers durch die Turbine einwirken müsse.

Diese wichtige Frage ist mit wenigen Worten nicht zu erledigen.

Wie schon eine oberflächliche Betrachtung von Fig. 4 Tafel 40 zeigt und wie aus einer einläßlichern Vergleichung der Winkelverhältnisse dieser Figur mit den Bemerkungen des § 13 Seite 75 hervorgeht, arbeitet in der Turbine Fig. 4 das Wasser am innern Umfange des

Rades beinahe mit reiner Action oder doch mit einem sehr geringen Reactionsgrade, wogegen der Ueberdruck am äußern Umfange umgekehrt ein sehr bedeutender ist.

Von allen übrigen Einflüssen abgesehn, ist also im Leitrad einer solchen Turbine ein Bestreben vorhanden, die Wassertheilchen vom äußern Umfange des Rades, wo der Ueberdruck größer ist, gegen den innern Radumfang zu drängen, wo dieser Ueberdruck kleiner ist. Ganz dasselbe ist im Laufrade einer solchen Turbine der Fall.

Es frägt sich nun, ob diese Tendenz zum Einwärtsdrängen der Wassertheilchen eine schädliche Wirkung ausüben könne.

Diese Frage muß verneint werden und zwar aus zweierlei Gründen.

Einerseits ist das Wasser in beiden Rädern sowohl innen als außen durch eine feste Wand begrenzt, welche jeden noch so großen Seitendruck aufnimmt und unschädlich macht und andererseits wirkt die Centrifugalkraft im Laufrade (§ 10 a Seite 57) dem obigen nach einwärts gerichteten Wasserdrucke entgegen.

Obwohl also der erwähnte Ueberdruck von außen nach innen schon an und für sich nicht schädlich wirken könnte, wird derselbe, wie eine einläßliche numerische Rechnung zeigt, durch die Centrifugalkraft gerade aufgehoben, so daß auch ohne Vorhandensein einer Seitenwand jedes Wassertheilchen in seiner ursprünglichen Distanz von der Achse (während der ganzen Dauer des Durchflusses) verbleiben würde.

Die Kraft P, mit welcher die Centrifugalkraft auf einen Körper in der Richtung des Radius nach auswärts wirkt, ist nämlich bei gleichen Umdrehungszahlen der Masse und dem Radius r und unter sonst gleichen Verhältnissen dem Quadrate der Umdrehungszahlen n proportional.

Nun ergiebt sich die Differenz des Ueberdruckes vom äußern gegen den innern Radumfang auf folgende Weise:

Sei U_1 die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate am innern Umfange,

U_2 die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitapparate am äußern Umfange,

a_1 der Schaufelwinkel a am innern Umfange,

a_2 der Schaufelwinkel a am äußern Umfange,

z die Druckhöhe oder Wassersäulenhöhe, welche der Ueberdruckdifferenz entspricht,

r_1 die horizontale Beschleunigung des Wassers am innern Umfange des Laufrades,

r_2 die horizontale Beschleunigung des Wassers am äußern Umfange des Laufrades,

v_2 die Umfangsgeſchwindigkeit am äußern Radumfange,
v_1 die Umfangsgeſchwindigkeit am innern Radumfange.

Wie eine nähere Betrachtung der Figuren 1 bis 3 Tafel 40 zeigt, iſt bei demſelben Werthe für w und w_2 (d. h. ſobald $w_1 = w_2$, was annähernd immer der Fall iſt) die horizontale Beſchleunigung r des Waſſers im Laufrade

$$r = U \cos a; \quad r_1 = U_1 \cos a_1; \quad r_2 = U_2 \cos a_2.$$

Nun iſt der Ueberdruck am innern Radumfange gleich

$$h - \frac{U_1^2}{2g},$$

und derjenige am äußern Radumfange gleich

$$h - \frac{U_2^2}{2g}.$$

Alſo die Differenz beider Ueberdrucke gleich

$$z = h - \frac{U_2^2}{2g} - \left(h - \frac{U_1^2}{2g}\right) = \frac{U_1^2}{2g} - \frac{U_2^2}{2g}.$$

Da nun $r_2 = U_2 \cos a_2$ und $r_1 = U_1 \cos a_1$ und die Winkel a mit U ſich an den verſchiedenen Umfängen derart ändern, daß $U \sin a = w_2$ conſtant iſt, ſo iſt die Ueberdruckdifferenz auch gleich

$$z = \frac{r_1^2}{2g} - \frac{r_2^2}{2g}.$$

Da ſich aber nach den frühern Paragraphen der Werth von r umgekehrt wie die Umfangsgeſchwindigkeit v verhält, ſo iſt auch

$$z = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g},$$

d. h. es iſt die Höhe der Waſſerſäule, welche der Ueberdruckdifferenz entſpricht, gleich der Differenz der Geſchwindigkeitshöhen von v_2 und v_1.

Mit dieſem Druck z werden die Waſſertheilchen vom äußerſten Umfange des Rades gegen den innern Umfang deſſelben gepreßt und würden dieſem Drucke Folge leiſten, wenn nicht einerſeits der innere Kranz des Laufrades dieß verhindern würde. Aber auch abgeſehen von dieſem letztern wird dieſe radial einwärts gerichtete Preſſung bei einer Turbine mit der neuen Schaufelconſtruction durch die Centrifugalkraft aufgehoben, ſo daß in dieſer Hinſicht vollſtändiges Gleichgewicht ſtattfindet.

Es iſt nämlich nach den Geſetzen der Mechanik die Beſchleunigung c eines Waſſertheilchen in radialer Richtung durch die Centrifugalkraft

$$c = \sqrt{v_2^2 - v_1^2}$$

und daher die dieser Beschleunigung entsprechende Wassersäulenhöhe

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}.$$

Diese radial auswärts gerichtete Druckhöhe $\frac{c^2}{2g}$ der Centrifugalkraft ist mithin genau gleich der vorhin gefundenen Druckhöhe, welche der Ueberdruckdifferenz entspricht, d. h. es ist

$$\frac{c^2}{2g} = z$$

oder es heben sich die beiden einander entgegengesetzt wirkenden Pressungsdifferenzen vollständig auf.

§ 52.

Correctur der theoretischen Ergebnisse für die neue Schaufelconstruction.

Die in den vorstehenden Paragraphen 49 bis 51 entwickelten Beziehungen zwischen den Ueberdruckverhältnissen an den verschiedenen Umfängen der Räder einer Jonval-Turbine sind insofern als vollkommen maßgebend zu betrachten, als dieselben das Gerippe für die Construction des Schaufelapparates bilden.

Dieses Gerippe bedarf indessen, wie alle noch so vollkommenen theoretischen Ableitungen, einiger Correcturen, die am besten versuchsweise nach Anleitung des § 47 vorgenommen werden.

Die erhaltenen theoretischen Resultate stützen sich auf die Voraussetzung, daß in der Formel

$$r \cdot v = g h \times \text{hydraulischer Wirkungsgrad}$$

der Werth des hydraulischen Wirkungsgrades constant, oder für alle die verschiedenen Ueberdruckverhältnisse gleich groß sei.

Dieß ist nun allerdings nicht ganz der Fall.

Eine fernere Correctur der theoretischen Resultate wird deshalb nothwendig, weil der Werth des Coefficienten, als welcher in obigem Fundamentalausdruck der hydraulische Wirkungsgrad figurirt, aus mehreren Factoren besteht, deren Product zwar für ziemlich weit auseinanderliegende Reactionsgrade annähernd gleich groß bleibt, während dagegen der Werth der einzelnen Factoren sich ziemlich wesentlich verändert.

So sind z. B. bei kleinem Reactionsgrade die Reibungswiderstände im Leitapparate groß und im Laufrade klein; dagegen aber bei hohem Reactionsgrade im Leitapparate klein und im Laufrade groß.

Es folgt daraus, daß die wirklichen Dimensionen und die Ueberdruckverhältnisse deshalb etwas andere sein müssen als die obige Theorie ergiebt.

Eine einläßliche theoretische Behandlung dieses Gegenstandes, welcher ohnehin die vollste Aufmerksamkeit des Constructeurs in Anspruch nimmt, würde wiederum zu so weitschweifigen Ausdrücken führen, daß kein in der Praxis beschäftigter Mensch davon Gebrauch machen würde.

Es bleibt somit für die genaue richtige Construction einer Turbine ohne Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen nur ein einziger Weg und zwar derjenige des *versuchsweisen Verfahrens* übrig, welchen der Verfasser bereits in § 47 eingeschlagen hat und welcher bei gehöriger Ueberlegung *vollkommen sichere* Resultate ergiebt und ziemlich rasch zum Ziele führt, sobald man die theoretischen Ergebnisse *als Richtschnur* oder *als Gerippe* beim Probiren benutzt.

Der Verfasser ist sich klar bewußt, daß dieses probeweise Verfahren den Herren der gestrengen Theorie ein Dorn im Auge ist; eben so klar aber ist er sich bewußt, daß *kein anderer* Weg in dieser Sache zum Ziele führt.

Die Vorgänge in einer so vollständig allen Abweichungen Rechnung tragenden Turbine sind so complicirter Natur, daß sie sich durch directe Rechnung gar nicht mehr verfolgen lassen und die theoretische Behandlung dieses Gegenstandes führt sehr bald zu Ausdrücken, welche sich ebenfalls *nur* durch „probeweise Substitution" auflösen lassen.

Es ist daher kein schlechter Beweis für die Brauchbarkeit des vorliegenden Werkes, wenn ein *übereifriger Recensent* dasselbe mit den Worten *verurtheilt*:

„Rechnungen höherer Grade werden durch *versuchsweises* Verfahren erledigt."

In der „Vergleichung der verschiedenen Turbinentheorien" wird der Verfasser ausführlicher auf diesen Punkt zu sprechen kommen.

Durch die Correctur der theoretischen Resultate mit Hülfe des probeweisen Verfahrens nach § 47 wird die Regelmäßigkeit der Fig. 5 Tafel 40 (welche die Zusammenstellung der Resultate enthält) einigermaßen beeinträchtigt, wie Fig. 5 Tafel 37 zeigt.

Die Verschiebung findet nach der Seite des größern Actionsgrades hin statt und kann Tafel 37 als Fingerzeig dienen, nach welchen Grundsätzen das probeweise Verfahren vorzunehmen sei.

Es liegt in der Natur der Sache, daß die Construction einer Turbine mit der neuen Beschaufelung besser von Jedermann unterbleibt, welcher nicht einläßlich in den causalen Zusammenhang der Sache eingedrungen ist.

§ 53.

Theorie und Construction der Girard-Turbinen (Druckturbinen).

Die Girard-Turbine mit verticaler oder horizontaler Achse verdrängt in neuerer Zeit die meisten andern Turbinensysteme überall da, wo es sich um die Ausnützung veränderlicher Wassermengen und ziemlich constanter Gefälle handelt, wo also wenig oder kein Steigen des Unterwasserspiegels stattfindet.

Diese Turbinengattung, bei welcher das Wasser ohne alle und jede Reactionswirkung mit reiner Action auf den Motor einwirkt, ist sonderbarer Weise in fast sämmtlichen Werken über den Bau der Turbinen auf sehr stiefmütterliche Weise behandelt worden, während gerade diese Gattung von Motoren so außerordentliche Vortheile darbietet, daß dieselbe in neuerer Zeit wenn nicht fast ausschließlich, so doch in weitaus größter Anzahl von Exemplaren ausgeführt wird, ein wirklicher Hohn den vielen theoretischen Speculationen gegenüber, welche in oberflächlichster Weise diesen Turbinen die Existenzberechtigung absprechen.

Der letztere Umstand beweist, daß die Herren Theoretiker sich zu wenig um Dasjenige bekümmern, was draußen in der realen Welt vorgeht. Es mögen hier einige Beispiele über dieses Factum angeführt werden.

In Weißbachs „Ingenieur- und Maschinen-Mechanik" (ein in vielen Beziehungen vortreffliches Werk) wird nach der Behandlung aller möglichen und unmöglichen Turbinenvarietäten auch in kurzen Worten der Druckturbinen gedacht und mit folgenden Worten geschlossen (neueste Auflage, zweiter Theil, Seite 601):

„Nachdem man aber von der größern Leistung der Reactionsturbinen vielfache Beweise erlangt hat, werden jetzt fast nur Reactionsturbinen construirt. Mehrere in hiesiger Gegend befindliche Druckturbinen sprechen durch ihre kleinen Wirkungsgrade ebenfalls nicht zu Gunsten dieser Räder." —

Aehnlich sagt „Reiche" in seinen „Gesetzen des Turbinenbaues" (Seite 37) höchst naiv Folgendes:

„Die Girard-Turbinen z. B. sind vollständige Wasserstrahlgebläse und da wir hier für ein Gebläse keine Verwendung haben u. s. w."

„Werner" bemerkt in seiner „Theorie der Turbinen und Kreiselpumpen" (Seite 22): „In allen andern Fällen als in dem der partialen

Beaufschlagung treten die Uebelstände der Druckturbinen so sehr gegen ihre Vortheile zurück, daß Druckturbinen nur als partiale zu empfehlen sind."

Nun haben aber seit 20 Jahren gerade die Druckturbinen Leistungen aufzuweisen, wie solche von keiner Reactionsturbine erhältlich sind und es sind in Folge dessen und wegen der anderweitigen vortheilhaften Eigenschaften dieses Turbinensystemes in Tausenden von Fällen bestehende Reactionsturbinen herausgeworfen und durch Druckturbinen ersetzt worden, eine Thatsache, welche den Autoren der obengenannten Werke gänzlich unbekannt scheint. Man kümmert sich von dieser Seite gar zu wenig um das, was in den Werkstätten vor sich geht, indem man die Arbeit dieser Werkstätten unterschätzt und dadurch einseitig speculirt. Es ist geradezu drückend, daß in diesem mehr als in irgend ein anderes mathematischen Fache die Praxis der Theorie den Weg zeigen muß.

Der eigentliche charakteristische Unterschied zwischen einer Actionsturbine (Girard-Turbine) und einer Jonval-Turbine ist bereits in § 9 b und c des zweiten Bandes hervorgehoben worden und besteht derselbe darin, daß das Wasser bei diesen Turbinen mit der vollen dem Gefälle als Druckhöhe h entsprechenden Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus dem Leitapparate ausfließt (von den Nebenhindernissen abgesehn), was eine außerordentliche Erleichterung in der Berechnung einer solchen Turbine einer Jonval-Turbine gegenüber mit sich bringt.

Das aus dem Leitrade einer Girard-Turbine in das Laufrad einfließende Wasser schießt nun in den Laufradcanälen den concaven Schaufelflächen entlang, ohne daß es die Canäle ganz ausfüllen darf. In Folge dessen preßt das Wasser nur vermöge seiner lebendigen Kraft gegen diese concaven Schaufelflächen und gleitet durch das Rad, ohne die convexen Seiten der Schaufeln zu berühren. Die Laufradcanäle haben überall einen größern Querschnitt als der durchfließende Wasserstrahl und man nennt die so construirten Turbinen von ihrem ersten Erbauer Girard-Turbinen oder „Turbinen mit freier Abweichung" (Ablenkung) oder auch einfach „Actionsturbinen" oder „Druckturbinen."

Die werthvollen Eigenschaften einer so construirten Turbine bestehn nun erfahrungsmäßig darin, daß dieselbe eine correcte Regulirung gestattet (Seite 51), d. h. daß der Wirkungsgrad sehr nahezu gleich groß bleibt, ob die Turbine voll beaufschlagt sei oder nur als Partialturbine arbeite.

Man kann daher durch einfaches Oeffnen und Schließen eines Theils der Leitcanäle den Motor den verschiedenen Wasserständen eines variablen Wassers vollkommen anpassen, ohne daß der Wirkungsgrad kleiner wird, eine Eigenschaft, welche für die meisten Wasserkräfte von höchstem Werthe ist.

Gerade wenn bei trockenem Sommerwetter oder bei anhaltender Kälte im Winter die zur Verfügung stehende Wassermenge eines Wasserlaufes am kleinsten ist und daher zur Gewinnung der nöthigen Betriebskraft am sorgfältigsten ausgenützt werden sollte, giebt eine Reactionsturbine nur mangelhafte Resultate, während die Girard-Turbine mit nur $1/4$ bis $1/2$ Beaufschlagung sehr nahezu denselben Wirkungsgrad wie mit voller Beaufschlagung ergiebt.

Wir werden späterhin bei der Vergleichung der verschiedenen Turbinensysteme ausführlicher auf diesen Gegenstand zurückkommen und hier ohne Weiteres zur detaillirtern Betrachtung dieser Turbinen übergehn.

§ 54.

Die Girard-Turbine mit verticaler Achse.

Der Natur der Sache nach und wie aus § 13 zu entnehmen war, ist diese Girard-Turbine nichts anderes als ein specieller Fall der Jonval-Turbine.

Sowie nämlich der Werth der Winkel a und β so gewählt wird, daß $2a + \beta = 180^0$ ist, so wird (in Formel 13 Seite 71) der Werth

$$\frac{\sin \beta}{\sin (a + \beta) \cos a} = 2$$

und es geht der Ausdruck

$$U = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{(\sin a + \beta) \cos a}}$$

über in

$$U = \sqrt{g h . 2}; \quad \text{oder} \quad U = \sqrt{2 g h}.$$

Man ersieht also daraus, daß bei dem Werthe $2a + \beta = 180^0$ jede Jonval-Turbine in eine Druckturbine übergeht und umgekehrt ergiebt sich das Gesetz:

Bei jeder Druckturbine soll $2a + \beta = 180^0$ sein.

Oder Winkel $\beta = 180^0 - 2a$.

Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v einer solchen Turbine ist (Formel 15 Seite 71):

$$v = U \frac{\sin(a + \beta)}{\sin \beta},$$

oder da für jede Druckturbine $U = \sqrt{2gh}$

$$v = \sqrt{2gh} \frac{\sin(a + \beta)}{\sin \beta}.$$

Nun iſt aber der Sinus des Winkels $a + \beta$ nahezu halb ſo groß als derjenige des Winkels β, nämlich gleich demjenigen des Winkels a, und er iſt daher für jede Druckturbine

genau: $$v = \sqrt{2gh} \frac{\sin a}{\sin \beta}$$

oder annähernd: $$v = \tfrac{1}{2} \sqrt{2gh}.$$

Dieſe höchſt einfachen Ausdrücke einthalten die ganze Theorie der Girard-Turbine oder Druckturbine mit verticaler Achſe, unter Vernachläſſigung der Nebenhinderniſſe, welche letztern wie bei der Jonval-Turbine auch hier eine Correctur der Werthe U und v nothwendig machen, welche im Nachſtehenden näher betrachtet werden ſollen.

Wie man ſieht, iſt die ganze Theorie der Girard-Turbine außerordentlich einfach und dieſe Einfachheit der theoretiſchen Beziehungen ermöglicht es Manchen, eine ordentliche Girard-Turbine zu berechnen, deſſen Kenntniſſe für die Berechnung einer Jonval-Turbine noch lange nicht ausreichen.

Eine weſentliche Correctur von a, β und V wird bei kleinen Gefällen noch durch den Umſtand veranlaßt, daß das Waſſer, indem es in freier Ablenkung (ohne beſchleunigenden Ueberdruck) durch das Laufrad fließt, noch durch eine Höhe gleich derjenigen des Laufrades herunterfällt, ſo daß die relative Durchflußgeſchwindigkeit eine Beſchleunigung erfährt, welche bei kleinen Gefällen (bei welchen die Radhöhe einen weſentlichen Bruchtheil des Gefälles bildet) berückſichtigt werden muß und eine größere Umfangsgeſchwindigkeit zur Folge hat.

Die Girard-Turbine darf nämlich in der Regel nicht ins Unterwaſſer eintauchen, weil dadurch die freie Ablenkung eine Störung erleiden würde. Der untere Rand des Laufrades wird aus dieſem Grunde immer etwa 80 bis 100 Millimeter über den normalen Unterwaſſerſpiegel verlegt und man nennt dieß das Freihängen des Rades.

Es muß ferner ganz beſonders hervorgehoben werden, daß der Werth von U nur durch denjenigen Bruchtheil des totalen Gefälles bedingt wird, welcher nach Abzug der Höhe der untern Leitradebene über dem Unterwaſſerſpiegel übrig bleibt.

Es ist also die erzeugende Druckhöhe für U nicht gleich dem Gefälle h.

Wir wollen diese reducirte wirkliche Druckhöhe für U zum Unterschiede gegenüber dem Gefälle h mit h_2 bezeichnen und nennen

h das Gefälle,

h_2 die Druckhöhe für die Ausflußgeschwindigkeit.

Es ist also jederzeit

$h_2 = h -$ (Höhe Laufrad + Freihängen).
$+$ Spaltenhöhe.

§ 55.

Correctur der Ausflußgeschwindigkeit U.

Nach dem vorhergehenden Paragraphen würde die Ausflußgeschwindigkeit $U = \sqrt{2 g h_2}$ sein, wenn die Reibungswiderstände vernachlässigt würden.

Außer den letztern ist ferner noch die Verengung durch die Radschaufelkanten nach § 17 zu berücksichtigen; doch berührt diese letztere Verengung mehr die Dimension der Leitcanäle.

Hier soll nun die eigentliche wirkliche Geschwindigkeit U bestimmt werden.

Die Reibungswiderstände im Leitapparate sind ganz wie bei den Jonval-Turbinen § 21 zu bestimmen. Da bei den Druckturbinen U größer ist als bei den Jonval-Turbinen, so würden die Reibungswiderstände im Leitrade wesentlich größer ausfallen, namentlich weil bei diesen Turbinen die Schaufeltheilung eben wegen des größern Werthes von U kleiner gehalten wird.

Um diese Reibungswiderstände im Leitrade bei solchen Turbinen auf ein Minimum zu reduciren, ist es allgemein üblich, die Leitschaufeln aus Eisen- oder Stahlblech anzufertigen, wobei man eine unvergleichlich glättere Reibungsfläche erhält.

In Folge der größern Schaufelzahl ist das Wasser auch besser geführt und es haben sorgfältige Beobachtungen des Verfassers ergeben, daß die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit nur um circa 4 bis 5 Procente kleiner ist als die theoretische $\sqrt{2 g h_2}$, sobald der wirklich freie Ausflußquerschnitt nach Abzug der Verengung durch die Laufradschaufelkanten (§ 17) in Rechnung gebracht wird.

Man darf daher für eisenblechne Leitschaufeln als wirklichen Werth von U setzen

$$U = 0{,}96 \sqrt{2 g h_2}.$$

Der Betrag an Leistung, welcher durch diese Reibungswiderstände im Leitrade absorbirt wird, ist daher gleich

$$1 - 0{,}96^2 = 1 - 0{,}921 = 0{,}079$$

oder rund 8 Procente des theoretischen Effectes.

Man würde sich aber sehr täuschen, wenn man die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades der Geschwindigkeit $0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}$ entsprechend wählen wollte. Man hat hiebei vielmehr nach § 58 zu verfahren.

Die gefundene Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}$ gilt übrigens auch nur für die stillschweigende Voraussetzung, daß die Canäle nicht zu plötzlich gekrümmt und die Enden der Leitschaufeln einander vollkommen parallel seien, wie die zahlreichen Schaufelschnitte auf den Tafeln des Werkes dieß deutlich zeigen. Es ist dieß eine absolute Bedingung eines guten Austrittes.

§ 56.

Die Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade.

Die relative Geschwindigkeit u_1, mit welcher das Wasser das Laufrad verläßt, ist diejenige Größe, welche bei den Girard-Turbinen in vielen Fällen unrichtig berechnet wird, daher bei vielen solchen Turbinen nicht alles aus dem Leitrade fließende Wasser durch das Laufrad zu fließen vermag. Es ist dieß der größte Fehler, welcher bei einer Girard-Turbine vorkommen kann, indem die Vortheile der freien Abweichung durch denselben gänzlich illusorisch gemacht werden.

Die Radcanäle sollen bei jeder Druckturbine so weit gehalten werden, daß der Wasserstrahl sich frei entwickeln kann und jeder Ueberdruck gänzlich beseitigt ist. Dadurch ist es aber vor Allem nöthig zu wissen, mit welcher Geschwindigkeit das Wasser die Laufradcanäle durchfließt.

Sei nun bei denselben Bezeichnungen wie bei der Jonval-Turbine U die absolute Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade oder was dasselbe ist, die anfängliche absolute Eintrittsgeschwindigkeit ins Laufrad, ferner v die Umfangsgeschwindigkeit, so ist die relative Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers gleich u. Da nun diese relative Richtung u nach § 53 die Spaltenebene bei jeder Druckturbine unter dem doppelten Winkel a schneidet (weil $2a + \beta = 180^\circ$ und $\beta = 180 - 2a$) und nennen wir den Ergänzungswinkel von $\beta = x$ (so daß $x = 2a$), so wird die gesuchte relative Eintrittsgeschwindigkeit

$$u = U \frac{\sin a}{\sin x} \quad \text{oder da } x = 2a$$

$$u = U \frac{\sin a}{\sin 2a}.$$

Annähernd wird der Werth von u (da die Winkel a immer klein sind, wobei $\frac{\sin a}{\sin 2a} = \frac{1}{2}$)

$$u = \frac{1}{2} U.$$

Die Frage ist nun, ob diese relative Geschwindigkeit u, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt, *während dem Durchflusse durch die Radcanäle verändert werde.*

Einerseits wird die Durchflußgeschwindigkeit, welche theoretisch und bei nicht allzustark gekrümmten Radcanälen während dem Durchflusse gleich groß bleiben müßte, durch die Reibungswiderstände etwas verzögert und anderseits fällt das Wasser *während* dem Durchflusse durch das Laufrad noch durch die Höhe des Rades herunter und erhält hierdurch eine Beschleunigung, deren Größe bestimmt werden soll.

Wir haben es hier wieder ausschließlich mit der *relativen* Richtung und Geschwindigkeit des Wassers zu thun und es wird (man vergl. § 10 c) die Sache sich auch hier gerade so verhalten, als ob das Laufrad stille stände und das Wasser sich mit seiner relativen Geschwindigkeit u durch das Rad bewegen würde.

Das im Laufrade einfließende Wasser beginnt seinen Eintritt mit einer gewissen (relativen) Geschwindigkeit u und ist bestrebt, mit dieser Geschwindigkeit längs der Schaufel fortzufließen. Gleichzeitig wirkt auf das Wasser die Schwerkraft ein und beschleunigt seine Bewegung und zwar würde, wenn das Wasser frei in verticaler Richtung die Radhöhe durchfallen könnte, die Druckhöhe, welche das Wasser aus den Radcanälen herauszustoßen strebt, gerade um eine Höhe gleich derjenigen des Laufrades vermehrt werden. Dieß ist dann noch der Fall, wenn das Wasser, statt frei herunterzufallen, auf einer schiefen Ebene oder einer beliebigen krummen Bahn durch eine Höhe gleich der Laufradhöhe heruntergleitet.

Es ist wohl zu bemerken, daß diese fingirte Druckhöhe nicht in Form von Ueberdruck, sondern in lebendiger Kraft (Geschwindigkeit) vorhanden ist.

Die ursprüngliche fingirte Druckhöhe, welche das Wasser im Laufrade forttreibt, ist $\frac{u^2}{2g}$, und zu dieser fingirten Druckhöhe kommt noch die Radhöhe hinzu.

Nennt man die letztere i_1, so ist demnach die totale fingirte **Druckhöhe** für den Austritt aus dem Laufrade gleich

$$\frac{u^2}{2g} + i_1.$$

Ist daher u_1 (wie bei der Jonval-Turbine) die relative Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Laufrade ausfließt, so ist

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + i_1 \quad \text{und} \quad u_1^2 = u^2 + 2g i_1,$$

somit $$u_1 = \sqrt{u^2 + 2g i_1}.$$

Dieser Werth von u_1 erleidet nun durch die Reibung noch eine Verminderung.

Diese Reibung ist indessen aus dem Grunde nicht sehr groß, weil das Wasser überhaupt nur die eine concave Fläche der Radschaufeln berührt, namentlich aber deshalb, weil die Durchflußgeschwindigkeit verhältnißmäßig klein und zwar, wie wir oben gefunden haben, nur circa gleich $\frac{U}{2}$ ist. Man wird nicht weit fehlen, wenn man diesen Reibungsverlust halb so groß als denjenigen im Leitrade, nämlich 2 Procente der Geschwindigkeit ansetzt. Hiezu kommt aber noch der Stoßverlust durch die Radschaufelkanten (§ 21 b, Seite 105), welcher hier größer ist als bei der Jonval-Turbine und daher durch möglichst sorgfältiges Abschärfen der Schaufelkanten in der relativen Eintrittsrichtung auf ein Minimum reducirt werden muß. Unter Berücksichtigung des letztern Umstandes kann dieser Verlust wie bei der Jonval-Turbine zu $2\frac{1}{2}$ bis $3\frac{1}{2}$ Procent der Druckhöhe oder wohl besser zu rund 4 Procent angenommen werden.

Vier Procente Verlust an Druckhöhe ergeben aber nur $1 - \sqrt{0{,}96} = 1 = 0{,}98 = 0{,}02$ oder 2 Procente Verlust an Ausflußgeschwindigkeit.

Es ist somit der totale Geschwindigkeitsverlust durch die Reibung und die Eintrittsstöße gleich $2 + 2 = 4$ Procent.

Der wirkliche corrigirte Werth für die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 lautet somit

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2g i_1}.$$

Da nun $u = U \frac{\sin a}{\sin 2a}$ ist, so geht dieser Ausdruck über in

genau: $$u_1 = 0{,}96 \sqrt{\left(U \frac{\sin a}{\sin 2a}\right)^2 + 2g i_1};$$

oder ungefähr: $$u_1 = \sqrt{\left(\frac{U}{2}\right)^2 + 2g i_1}.$$

Im Allgemeinen läßt sich für mittlere Verhältnisse, nämlich für $a = 20°$, daher $\sin a = 0{,}342$ und $\sin 2a = 0{,}642$ setzen

$$u = U \frac{0{,}342}{0{,}642} = 0{,}53\, U$$

und es wird sodann für solche Verhältnisse

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{(0{,}53\, U)^2 + 2\, g\, i_1}.$$

Diese Ausdrücke sind nicht gerade sehr einfach; wenn man jedoch erwägt, daß eine Turbine immer ein kleines Häuschen im Werthe repräsentirt, wird es sich wohl der Mühe lohnen, den Werth von u_1 nach der genauen Formel

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{\left(U \frac{\sin a}{\sin 2a}\right)^2 + 2\, g\, i_1}$$

zu berechnen.

§ 57.

Der Austrittwinkel des Laufrades.

Dieser Winkel wird durch die erforderliche Weite der Radcanäle bestimmt, ist also hauptsächlich von der relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1 abhängig. Da diese letztere in den meisten Fällen nicht weit von $\frac{U}{2}$ abweicht, so würden somit die Canäle des Laufrades an der Austrittstelle die doppelte normale Weite der Leitcanäle am Austritt erhalten, wenn beide Räder dieselbe Breite hätten.

Diese große normale Weite hätte nun aber wiederum einen Austrittwinkel von der doppelten Größe des Winkels a im Gefolge. Es würden somit die Austrittverluste in Folge eines sehr großen Werthes der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w ganz bedeutend werden und zwar nahezu $2^2 = 4$ mal so groß, als wenn beide Winkel y und a gleich groß gehalten werden könnten.

Um diese viel zu bedeutenden Verluste zu umgehn, wählt man den Winkel y der Laufradschaufeln mit der untern Radebene nicht größer, sondern gleich oder eher noch etwas kleiner als a und weitet die Radcanäle, wie aus den Querschnitten Tafel 10 und Fig. 4 Tafel 11 ersichtlich ist, nach unten so aus, daß die untere Breite $2\frac{1}{2}$ bis 3 mal größer als die obere ist. Man erhält dadurch ungeachtet des kleinen Austrittwinkels den genügenden Ausflußquerschnitt, welcher der Geschwindigkeit

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{\left(U \frac{\sin a}{\sin 2a}\right)^2 + 2\, g\, i_1}$$

entspricht.

Nennt man

Δ_1 die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Laufrades, und

s_1 die normale Weite der Canäle des Laufrades am Austritt,

so würde, wenn das Wasser die Canäle ganz ausfüllen müßte, Δ_1 und s_1 den Werth haben

$$\Delta_1 = \frac{Q}{u_1} \text{ und } s_1 = \frac{\Delta_1}{\text{Anzahl Canäle} \times \text{untere Breite der Canäle}}.$$

Das Wasser soll aber die Canäle nicht ganz sondern nur zu $^3/_4$ anfüllen, damit der Wasserstrahl sich ganz frei entwickeln könne, und es wird daher

$$\Delta_1 = \frac{4}{3}\frac{Q}{u_1} = \frac{4}{3}\Delta\frac{U}{u_1}.$$

Wollte man den Laufradkanälen unten die nämliche Breite wie oben geben, so würde bei Vernachlässigung der Nebenhindernisse die horizontale Componente der Geschwindigkeit U (die verticale Projection von U auf die Spaltenebene) gleich sein der doppelten Umfangsgeschwindigkeit v, welche Regel Reiche in seinen Gesetzen des Turbinenbaues für die Druckturbine angiebt.

Da aber nach dem Obigen bei einer solchen Turbine die Austrittverluste nahezu 4 mal so groß ausfallen als nach der angegebenen Constructionsmethode, so beruht diese Regel von Reiche auf Unkenntniß der üblichen Constructionsverhältnisse und ist zu verwerfen.

Bei den vom Verfasser angegebenen Verhältnissen, welche seit Girards Vorgange allgemein adoptirt worden sind, wird die absolute Ausflußgeschwindigkeit w in der Regel gleich $\frac{U}{4}$ bis $\frac{U}{5}$.

Es ist somit der Verlust an lebendiger Kraft gleich

$$\frac{1}{4.4} \text{ bis } \frac{1}{5.5} = \frac{1}{16} \text{ bis } \frac{1}{25}$$

oder 6 bis 4 Procente des theoretischen Effectes der Wasserkraft.

Eine solche Turbine nach der Reiche'schen Regel construirt und von gleicher Größe würde für w einen Werth ergeben von $\frac{U}{2}$ bis $\frac{U}{2{,}5}$ und es würde somit der Austrittverlust gleich

$$\frac{1}{2.2} \text{ bis } \frac{1}{2{,}5.2{,}5} = \frac{1}{4} \text{ bis } \frac{1}{6{,}25}$$

oder gleich 25 bis 16 Procente des totalen Effectes.

Dieß würde der Fall sein bei einem mittlern Werthe a von 20°, wie die Turbine Tafel 10 z. B. einen solchen aufweist.

Die Turbine Tafel 10 leistet laut den Bremsversuchen 74 bis 78 Procent des theoretischen Effectes. Dieselbe Turbine nach Reiche's „Gesetzen" construirt würde volle 15 Procent weniger leisten, müßte also heut zu Tage nothwendiger Weise als ein „Unding" bezeichnet werden, das man ohne Weiteres herauswerfen würde.

So geht es, wenn man einseitig theoretischen Speculationen Folge leistet.

§ 58.

Construction der Girard-Turbinen mit verticaler Achse.

In den vorhergehenden Paragraphen sind nun alle Beziehungen erörtert worden, welche bei der Construction einer Girard-Turbine mit verticaler Achse berücksichtigt werden müssen. Es ist jederzeit gegeben U und Δ.

Gewählt müssen werden nach Erfahrungsresultaten D, i, i_1 a . y . β.

Mit diesen Daten muß sodann die Turbine berechnet und construirt werden.

Der Verfasser hat, um für die Wahl der empiririschen Größen zuverlässige Regeln bringen zu können, nicht nur die zahlreichen von ihm selbst construirten Turbinen, sondern auch Hunderte von Constructionen aus den renommirtesten Werkstätten einer einläßlichen Vergleichung unterzogen und die im folgenden Paragraphen angegebenen Regeln für den Bau der Girard-Turbinen abgeleitet.

Es muß zu denselben noch eine Bemerkung bezüglich des Werthes von Δ gemacht werden.

Es ist nach § 54 die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit $U = 0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}$, während in den nachfolgenden Regeln der Werth von Δ zu $\frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,h}}$ angegeben ist, was einer Erklärung bedarf.

Der Verfasser ist nämlich im Laufe der Zeit durch Erfahrungen verschiedener Art dazu gekommen, den Werth von Δ niemals kleiner als angegeben zu wählen und zwar aus zweierlei Gründen.

Einerseits kann wegen der in § 17 erwähnten Verengung der Leitcanäle durch die Radschaufelkanten der Werth von Δ nicht nur nach dem Werthe von U bestimmt werden, sondern es ist wegen dieser Verengung für ein gegebenes Q ein um 5 Procente größerer Werth von Δ erforderlich, d. h. es ist

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}95\,.\,0{,}96\sqrt{2\,g\,h}} = \frac{Q}{0{,}91\sqrt{2\,g\,h}}.$$

Dieß ist derjenige wirkliche Werth von Δ, welcher nach den vom Verfasser vorgenommenen Vermessungen wirklich nothwendig ist, wenn eine gegebene Wassermenge Q aus dem Leitrade ausfließen soll. Da es indessen immer sehr schwierig oder unmöglich ist, die Wassermenge bis auf einige Procente genau zu vermessen, so thut der Constructeur wohl daran, die Turbine um einige Procente größer auszuführen, als dieß der nominellen Wassermenge Q entsprechen würde.

Es ist diese Vorsicht erfahrungsmäßig eine um so mehr begründete, als es nichts Unangenehmeres geben kann, als wenn eine Turbine ein vorhandenes Wasserquantum nicht consumirt, während doch die Betriebskraft vortheilhaft verwerthet werden könnte.

Eine Girard-Turbine wird jederzeit mit Regulirung angeordnet und daher ist es eine eigentliche Inconsequenz, einen solchen Motor nur gerade ganz knapp einem nominellen ja niemals ganz genau bekannten Wasserquantum anpassen zu wollen.

Während also für ein gegebenes Q der wirklich nothwendige Querschnitt unter Berücksichtigung der Verengung durch die Radschaufelkanten (§ 17) erfahrungsmäßig $\Delta = \frac{Q}{0{,}91\sqrt{2\,g\,h}}$ sein müßte, wählt man denselben sicherheitshalber zu $\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,h}}$; d. h. um 6 Procent größer als nothwendig.

§ 59.

Praktische Regeln für die Construction der Girard-Turbinen.

Es sei:

Q die Wassermenge per Sec. in Cubikmetern.

h das totale Nutzgefälle = Höhendifferenz beider Wasserspiegel im Turbinenlokal in Metern.

h_2 die Druckhöhe, welche die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitrade erzeugt, d. h. das Gefälle bis zur untern Ebene des Leitrades, in Metern.

U die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitrade in Metern per Secunde.

v die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittlern Radumfange in Metern per Secunde.

D der mittlere Durchmesser der Turbine in Metern.

b_1 die lichte Breite (radiale Dimension) der Leitcanäle am Austritt.
b_2 „ „ „ „ „ „ Radcanäle „ Eintritt.
b_3 „ „ „ „ „ „ „ „ Austritt.
s die normale Weite der Leitcanäle am Austritt.
s_1 „ „ „ „ Radcanäle „ „
a der Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene
β „ „ „ Radschaufeln „ „ obern „
γ „ „ „ „ „ „ untern „
} Fig. 11 Tafel 3.
i die Höhe des Leitrades.
i_1 „ „ „ Laufrades.
t = Schaufeltheilung am mittlern Radumfang.
Rev. = Anzahl Umdrehungen der Turbine in 1 Minute.

Auch bei diesen Turbinen können nicht alle Verhältnisse nach dem-
ben Leist behandelt werden; es sind vielmehr Abtheilungen erforderlich,
enn die Regeln einen Sinn haben und brauchbar sein sollen.

I. Große Wassermengen und kleine Gefälle.

Wassermengen von 5 bis 15 Cubikmetern per Secunde und Gefälle von $^1/_2$ bis 2 Metern.

Die nachstehenden Regeln sind gültig, sobald Δ größer wird als
70 bis 0,80 Quadratmeter.

$U = 0{,}96\sqrt{2gh_2}$ $\qquad \Delta = \frac{Q}{0{,}89\,U} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh_2}}$.

$D = 2{,}5\sqrt{\Delta}$ bis $3\sqrt{\Delta}$.

$b = \frac{D}{8}$ bis $\frac{D}{9}$; oder genau: $b = \frac{\Delta}{s \times \text{Anzahl Leitcanäle}}$.

$b_2 = 1{,}3$ bis $1{,}5\,b$; wenn keine Seitenöffnungen angebracht werden,
er

$b_2 = b + 15$ Millimeter bis $b + 25$ Millimeter; wenn die Ventilation durch Seitenöffnungen stattfindet.

$b_3 = 2{,}2$ bis $2{,}5\,b$; und zwar jederzeit.

$i_1 = \frac{D}{10}$ bis $\frac{D}{11}$.

$i = \frac{2}{3}\,i_1$ bis $\frac{3}{4}\,i_1$.

$t = \frac{D}{20}$ bis $\frac{D}{22}$; und zwar für beide Räder gleich groß.

$a = 24$ bis 30^0.

$\beta = 180 - 2\,a$ oder $2\,a + \beta = 180°$.
$y = 22$ bis $28°$.
$v = 0{,}54$ bis $0{,}6\sqrt{2\,g\,h_2}$.
$s = (t \sin a)$ — Schaufeldicke.
$s_1 = (t \sin y)$ — Schaufeldicke.
Leitrad = Blechſchaufeln 7 bis 8 Millimeter dick.
Laufrad = Gußſchaufeln 10 bis 13 Millimeter dick.

$$\text{Rev.} = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}.$$

II. Mittlere Waſſermengen und Gefälle.

Waſſermengen von 1 bis 5 Cubikmeter per Secunde und Gefälle von $1^1/_2$ bis 8 Metern.

Die nachſtehenden Regeln ſind gültig, ſobald Δ kleiner als 0,70 Quadratmeter und größer als 0,15 Quadratmeter wird.

$$U = 0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2} \qquad \Delta = \frac{Q}{0{,}89\,U} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,h_2}}.$$

$D = 3\sqrt{\Delta}$ bis $3{,}5\sqrt{\Delta}$.

$b = \frac{D}{9}$ bis $\frac{D}{11}$; oder genau: $b = \frac{\Delta}{s \times \text{Anzahl Leitcanäle}}$.

$b_2 = 1{,}3$ bis $1{,}5\,b$; wenn keine Seitenöffnungen angebracht werden, oder

$b_2 = b + 15$ Millimeter bis $b + 20$ Millimeter; wenn die Ventilation durch Seitenöffnungen ſtattfindet.

$b_2 = 2{,}5$ bis $3\,b$; und zwar in allen Fällen.

$i_1 = \frac{D}{10}$ bis $\frac{D}{11}$.

$i = \frac{2}{3}\,i_1$ bis $\frac{3}{4}\,i_1$.

$t = \frac{D}{18}$ bis $\frac{D}{20}$; und zwar für Leit- und Laufrad gleich groß.

$a = 18$ bis $24°$.
$\beta = 180 - 2\,a$; oder $2\,a + \beta = 180°$.
$y = 16$ bis $22°$.
$v = 0{,}5$ bis $0{,}53\sqrt{2\,g\,h_2}$.
$s = (t \sin a)$ — Schaufeldicke.
$s_1 = (t \sin y)$ — Schaufeldicke.
Leitrad = Blechſchaufeln 5 bis 6 Millimeter dick.
Laufrad = Gußſchaufeln 8 bis 10 Millimeter dick.

$$\text{Rev.} = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}.$$

III. Kleine Wassermengen und große Gefälle.

ür Wassermengen kleiner als 1 bis $1^1/_2$ Cubikmeter und Gefälle von 8 bis 12 Metern.

Die nachstehenden Regeln sind zu benutzen, sobald $\mathit{\Delta}$ kleiner wird s 0,150 Quadratmeter.

$$U = 0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}.$$

$$\mathit{\Delta} = \frac{Q}{0{,}89\,U} = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,h_2}}.$$

$$D = 3{,}5\sqrt{\mathit{\Delta}} \text{ bis } 4\sqrt{\mathit{\Delta}}.$$

$$b = \frac{D}{11} \text{ bis } \frac{D}{12} \text{ oder genau: } b = \frac{\mathit{\Delta}}{s \times \text{Anzahl Canäle}}.$$

ntweder

$b_2 = 1{,}5\,b$, wenn keine Seitenöffnungen zur Ventilation angebracht werden, oder

$b_2 = b + 10$ Millimeter, wenn behufs Ventilation Seitenöffnungen angebracht werden.

$b_3 = 2{,}7\,b$ bis $3{,}5\,b$; in allen Fällen.

$$i_1 = \frac{D}{8} \text{ bis } \frac{D}{10}.$$

$$i = \frac{2}{3}\,i_1 \text{ bis } \frac{3}{4}\,i_1.$$

$$t = \frac{D}{15} \text{ bis } \frac{D}{18}, \text{ und zwar für Lauf- und Leitrad gleich groß.}$$

$a = 15$ bis 18^0.

$\beta = 180^0 - 2\,a$ oder $2\,a + \beta = 180^0$.

$y = 13$ bis 16^0.

$v = 0{,}47\sqrt{2\,g\,h_2}$ bis $0{,}50\sqrt{2\,g\,h_2}$.

$s = (t \sin a)$ — Schaufeldicke.

$s_1 = (t \sin y)$ — Schaufeldicke.

Leitrad = Blechschaufeln $3^1/_2$ bis 5 Millimeter dick.

Laufrad = Gußschaufeln 6 bis 8 Millimeter dick.

$$\text{Revol.} = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi}.$$

IV. Partial-Turbinen.

Für Waſſermengen von 0,0005 bis 1 Cubikmeter und Gefälle von 8 bis 200 Meter.

$a = 13$ bis 20^0. $y = 12$ bis 18^0. $\beta = 180^0 - 2a$. $2a + \beta = 180^0$.

$$v = 0{,}42\sqrt{2gh_2} \text{ bis } 0{,}47\sqrt{2gh_2}.$$

$$\text{Revol} = \frac{60 \cdot v}{D \cdot \pi} \cdot$$

Keine Turbine ſoll mehr als 350 Umdrehungen per Minute machen, wenn die Waſſerkraft ſorgfältig ausgenützt werden ſoll.

Der mittlere Durchmeſſer D wird für verſchiedene Gefälle h

für $h =$ 8 bis 12 Meter iſt $D = 7\sqrt{\Delta}$ bis $8\sqrt{\Delta}$ und $b = \frac{D}{15}$ bis $\frac{D}{20}$.

„ $h =$ 12 „ 25 „ „ $D = 8\sqrt{\Delta}$ „ $12\sqrt{\Delta}$ „ $b = \frac{D}{18}$ „ $\frac{D}{22}$.

„ $h =$ 25 „ 60 „ „ $D = 12\sqrt{\Delta}$ „ $18\sqrt{\Delta}$ „ $b = \frac{D}{22}$ „ $\frac{D}{25}$.

„ $h =$ 60 „ 100 „ „ $D = 18\sqrt{\Delta}$ „ $20\sqrt{\Delta}$ „ $b = \frac{D}{25}$ „ $\frac{D}{30}$.

„ $h =$ 100 „ 200 „ „ $D = 20\sqrt{\Delta}$ „ $25\sqrt{\Delta}$ „ $b = \frac{D}{30}$ „ $\frac{D}{40}$.

$$i_1 = \frac{D}{8} \text{ bis } \frac{D}{12}. \qquad i = \frac{2}{3} i_1.$$

$t = 35$ bis 60 Millimeter ſowohl für Leitapparat als für Laufrad.

Bei Schaufeltheilungen unter 35 Millimeter wird s und s_1 ſo klein, daß die Canäle äußerſt leicht verſtopft werden.

$b_2 = 1{,}5\,b$ bis $1{,}8\,b$. $\qquad b_3 = 3{,}5\,b$ bis $4\,b$.

Blechſchaufeln des Leitapparates 2 bis 4 Millimeter dick.
Gußſchaufeln „ Laufrades 2 „ 5 „ „

Die Beaufſchlagung darf im Maximum auf $^1/_4$ des Umfanges ſtattfinden, im Minimum auf $^1/_{40}$ „ „ „

§ 60.

Correctur der Theorie und Conſtruction der Girardturbine mit verticaler Achſe.

Die gegebene Theorie ſowie die vorſtehenden Conſtructions-Regeln edürfen bei ihrer Anwendung einer weſentlichen Correctur, namentlich o es ſich um die Benutzung ganz großer und ſehr kleiner Gefälle andelt.

Dieſe Theorie bildet in der That nur das Gerippe für den Bau ines ſolchen Motors und es geſtaltet ſich, wie die Folge zeigen wird, ie vollkommen richtige Conſtruction einer Girardturbine keineswegs zu iner ſo einfachen Sache, als dieß auf den erſten Blick erſcheinen mag.

Die gegebene einfache Theorie iſt nur bei der Vernachläſſigung der Nebenhinderniſſe richtig, welch letztere in den Durchflußwiderſtänden owie namentlich in der Reduction der Druckhöhe um die Höhe des Laufrades beſtehen.

Das Waſſer fließt aus den Leitkanälen nur unter der reducirten Druckhöhe h_2 aus, welche gleich iſt der Höhe des Oberwaſſerſpiegels über der untern Ebene des Leitrades.

Dafür wird das Waſſer während ſeinem Durchfluſſe durch das Laufrad beſchleunigt, indem es dabei durch die Höhe des Rades herunterfällt, wobei die urſprüngliche relative Ausflußgeſchwindigkeit an der Austrittſtelle um einen gewiſſen Betrag vermehrt wird, wie bereits in § 56 erörtert iſt.

Bei kleinen Gefällen repräſentirt nun die Höhe des Laufrades einen ſo weſentlichen Theil des Gefälles, und es erleidet das Waſſer im Laufrade eine ſo bedeutende Beſchleunigung, daß man nur dadurch einen richtigen ſtoßfreien Eintritt verbunden mit achſialem Austritt erhält, indem man von dem Winkelverhältniſſe $2a + \beta = 180^0$ abweicht, d. h. indem man den Winkel β kleiner und ſomit v größer wählt, als dieß den gegebenen Regeln und der oben entwickelten Theorie entſprechen würde.

Umgekehrt verſchwindet bei großen Gefällen der Einfluß der Radhöhe nebſt der erwähnten Beſchleunigung, die relative Ausflußgeſchwindigkeit u_1 wird wegen der Reibungs- ꝛc. Widerſtände kleiner als die relative Eintrittsgeſchwindigkeit u und man iſt in Folge deſſen genöthigt, ebenfalls etwas, jedoch nicht ſo viel und im entgegengeſetzten Sinne, von der Regel $2a + \beta = 180^0$ abzuweichen, um unter ſolchen Umſtänden einen richtigen Ein- und Austritt des Waſſers zu erzielen.

Es wird aus diesem Grunde die Umfangsgeschwindigkeit bei großen Gefällen kleiner und bei kleinen Gefällen größer als $\frac{1}{2}\sqrt{2gh}$.

Ist in Fig. 4 Tafel 41 $U = 0{,}96\sqrt{2gh}$ die wirkliche Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Leitkanäle verläßt und v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades, so ist u die relative Richtung und Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser ins Laufrad eintritt und zwar behält das Wasser diese Geschwindigkeit und während dem Durchflusse durch das Rad bis zu seinem Austritte bei (wenn man von den Nebenhindernissen absieht), weil keinerlei Ueberdruck vorhanden ist, welcher die Bewegung beschleunigt (wie bei der Jonvalturbine der Fall ist).

Nun soll das Wasser bei seinem Austritt aus dem Laufrade in der relativen Richtung u_1 ausfließen und es soll gleichzeitig v so groß sein, daß w vertical gerichtet ist (§ 10 c.).

Da nun Winkel y jederzeit ganz oder nahe gleich ist dem Winkel a, da ferner v aus der obern und untern Radebene gleich groß und (bei Vernachlässigung der Nebenhindernisse) u_1 gleich u ist, so kann v nicht ebenfalls gleich u oder gleich u_1 sein, es ist vielmehr $v = u_1 \cos y$.

Sobald aber v nicht gleich u_1 ist, kann $2a + \beta$ nicht $= 180^0$ sein.

Dieß letztere könnte in der That nur dann der Fall sein, wenn $y =$ Null und $u_1 = v$ wäre, was in Wirklichkeit niemals möglich ist.

Das Verhältniß $2a + \beta = 180^0$ bildet somit nur das Gerippe einer Construction mit ganz kleinen Winkeln a und y und ist überhaupt nur dann richtig, wenn man von den Nebenhindernissen absieht, oder wenn (was nicht eintreten kann) die Nebenhindernisse die Abweichungen ausgleichen.

Es ist einleuchtend, daß u größer sein muß als v für größere Gefälle, bei welchen die Beschleunigung im Laufrade zurücktritt gegenüber der Verzögerung durch die Reibung und daß umgekehrt u kleiner sein muß als v bei den kleinern Gefällen, bei welchen die Beschleunigung im Laufrad überwiegt über die Verzögerung durch die Reibung.

Bei mittlern Gefällen dagegen, wo es sich gerade treffen kann, daß der Ueberschuß der Beschleunigung im Laufrade über die Verzögerung durch die Reibung so groß wird, daß w vertical ausfällt $\left(\text{oder daß } u_1 = \frac{v}{\cos . y}\right)$ bleibt das Verhältniß $2a + \beta = 180^0$ richtig.

In allen andern Fällen weicht der Werth von a und β von dem Verhältnisse $2a + \beta = 180^0$ ab und es bedürfen auch die früher angegebenen Werthe von u und u_1 einer kleinen Correctur.

Es ist nämlich, sobald Winkel β einen anderen Werth erhält als $= 180 - 2a$

$$u \text{ nicht mehr gleich } U \frac{\sin a}{\sin 2a},$$

dern es wird genau:

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta}$$

die relative Geschwindigkeit u_1 wird

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2 g i_1} = 0{,}96 \sqrt{\left(U \frac{\sin a}{\sin \beta}\right)^2 + 2 g i_1},$$

) welchen Formeln somit alle Girardturbinen mit verticaler Achse zu chnen sind.

Es ist ferner in allen diesen Fällen (wenn β größer oder kleiner $180^0 - 2a$) die Umfangsgeschwindigkeit

$$v \text{ nicht mehr gleich } u,$$

dern es ist

$$v = U \frac{\sin [180^0 - (a + \beta)]}{\sin \beta}.$$

Es ist daher eine jede Girardturbine mit verticaler Achse nach den genden Regeln zu construiren:

§ 61.

Regel für die Berechnung und Correctur der Girardturbinen mit verticaler Achse.

Es ist jederzeit gegeben h und Q.

1) Man bestimmt zunächst die wirkliche Druckhöhe h_2 bis zur tern Ebene des Leitrades, indem man die Höhe des Laufrades vorfig dem Gefühle nach bei kleinen Wassermengen zu 100 bis 150 Millimeter, bei mittleren Wassermengen zu 150 bis 180 Millimeter und großen Wassermengen zu 180 bis 250 Millimeter annimmt und das Freihängen eine entsprechende Höhe von 50 bis 100 Millimeter setzt.

2) Man berechne hierauf die theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2 g h_2}$, welche der effectiven Druckhöhe h_2 entspricht.

Bei der Bestimmung von h_2 und $\sqrt{2 g h_2}$ ist das Totalgefälle bstrebend auch um die Widerstandshöhe zu vermindern, welche der eibung des Wassers in der Zuleitung entspricht. Diese Widerstandshöhe nur bei Zuleitungen von mehr als 5 Meter Länge zu berücksichtigen.

3) Man bestimmt die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit U des Wassers aus den Leitkanälen

$$U = 0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}.$$

4) Berechne die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte des Leitapparates

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,h_2}}.$$

5) Bestimme den mittlern Durchmesser der Turbine nach der Formel

$$D = x\sqrt{\Delta} \quad \text{oder} \quad D = x\sqrt{\frac{Q}{0{,}85\sqrt{2\,g\,h_2}}},$$

indem man für x den in den Constructionsregeln des § 59 angegebenen Werth wählt, welcher von 2,5 bis 4 variirt.

6) Wähle die Winkel a und β nach § 59, wobei man indessen den Winkel β bei größern Gefällen etwas größer, bei mittlern Gefällen gleich und bei kleinern Gefällen etwas kleiner wählt als $180^0 - 2a$.

7) Bestimme die Schaufeldicke des Leitrades und zwar für eisenblechene Schaufeln bei kleinen Turbinen zu 3 bis $3\frac{1}{2}$ Millimeter, bei mittlern zu $3\frac{1}{2}$ bis 5 Millimeter und bei großen Turbinen zu 5 bis 7 Millimeter; dagegen für gußeiserne Schaufeln bei kleinen Turbinen zu 5 bis 7 Millimeter, bei mittlern zu 7 bis 8 Millimeter und bei großen Turbinen zu 8 bis 11 Millimeter.

8) Wähle die Schaufeltheilung t nach § 59 und berechne die Schaufelzahl, welche gleich ist der Anzahl der Leit- und Radkanäle.

9) Berechne die normale Weite s der Leitkanäle an der Austrittstelle

$$s = (t \sin a) - \text{Schaufeldicke}.$$

10) Suche die lichte Breite b der Leitkanäle an der Austrittstelle

$$b = \frac{\Delta}{s \times \text{Anzahl Kanäle}}.$$

11) Wähle die Höhe i des Leitrades nach § 59; ebenso diejenige i_1 des Laufrades.

12) Die Schaufeltheilung t des Laufrades ist gleich derjenigen des Leitrades, ebenso ist auch die Schaufelzahl beider Räder gleich groß.

13) Setze den Winkel y der Radschaufeln mit der untern Radebene entweder gleich oder um 1 bis 2^0 kleiner als Winkel a.

14) Nehme die Schaufeldicke der Radschaufeln an der Austrittstelle sowohl bei schmiedeeisernen als bei gußeisernen Schaufeln um 1 bis 2 Millimeter dicker als diejenigen des Leitrades.

15) Bestimme die normale Weite s_1 der Radkanäle an der Austrittstelle zu

$$s_1 = (t \sin y) - \text{Schaufeldicke}.$$

16) Die vortheilhafteste Geschwindigkeit v am mittlern Radumfange un

$$v = U \frac{\sin c}{\sin \beta}.$$ Siehe Fig. 4 Tafel 41.

17) Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine in einer ute wird

$$n = \frac{60 \,.\, v}{D \,.\, 3{,}1416}.$$

18) Bestimme die obere Breite b_2 und die untere Breite b_3 der kanäle nach § 59.

Damit ist nun die Turbine vollständig berechnet.

Will man sich nun überzeugen, inwiefern die Turbine mit freier eichung arbeite und den freien Raum berechnen, welcher an der trittstelle zwischen Wasserstrahl und Turbinenschaufel übrig bleibt, so ihrt man wie folgt:

19) Man berechnet die relative Geschwindigkeit u, mit welcher das ser in das Laufrad eintritt, zu

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta}.$$

20) Berechne ferner die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1, mit her das Wasser die Canäle des Laufrades verläßt,

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2gi}.$$

21) Die Dicke der Wasserstrahlen an der Austrittstelle des Lauf- s (senkrecht zur relativen Ausflußrichtung gerechnet) ergiebt sich zu

$$= \frac{Q}{\text{Anzahl Canäle} \times b_3 \times u_1}$$

der freie Raum zwischen Wasserstrahl und Schaufel ist

$$= s_1 - \frac{Q}{\text{Anzahl Canäle} \times b_3 \times u_1}.$$

Dieser freie Raum soll bei größeren Gefällen (großen Durchfluß- windigkeiten) größer und zwar $= {}^1/_3$ bis ${}^1/_2\, s_1$, bei kleinern Gefällen gen kleiner und zwar ${}^1/_5$ bis ${}^1/_3\, s_1$ betragen.

Bei mittleren Verhältnissen darf derselbe zu ${}^1/_3$ bis ${}^1/_{3{,}5}\, s_1$ an- ommen werden.

Controle der Construction. Um sich nun schließlich über allgemeine Richtigkeit der Construction noch ein Urtheil zu ver- ffen, hat man zu prüfen, ob sämmtliche Bedingungen des vortheil- esten Effectes erfüllt seien oder nicht.

Es muß das Wasser stoßfrei ins Laufrad eintreten, was bei der egebenen Umfangsgeschwindigkeit v wirklich der Fall ist.

Es muß ferner das Wasser die Canäle in nicht zu plötzlichen Krümmungen durchfließen und an keiner Stelle die Canäle ganz ausfüllen. Auch dieser Bedingung ist bei den im Werke angegebenen Schaufelformen Genüge geleistet. Es muß ferner das Wasser mit einer möglichst kleinen absoluten Geschwindigkeit w das Laufrad verlassen, was bei einem gegebenen Winkel y dann der Fall ist, wenn w parallel der Achse (also vertical) gerichtet ist; das heißt, wenn die nach der Formel $v = U \frac{\sin c}{\sin \beta}$ berechnete Umfanggeschwindigkeit v gleich ist dem Werthe $u_1 \cos y$. Eine kleine Differenz beider Werthe ist übrigens ganz wohl zulässig. Trägt man die Umfanggeschwindigkeit $v = U \frac{\sin c}{\sin \beta}$ auf der untern Radebene Fig. 4 Taf. 41 auf und ebenso u_1 unter dem Winkel y (natürlich in demselben Maßstabe), so ist w die absolute Richtung und Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Laufrad verläßt.

Ist nun w vertical gerichtet (parallel der Achse) oder weicht es von der Verticalen nicht mehr als 5 Grade ab, so ist die Construction als richtig zu betrachten.

Weicht dagegen die Richtung von w um mehr als 5 Grade von der Verticalen nach einwärts ab (Fig. 5 Taf. 41), so ist v gegenüber u_1 zu groß und es muß Winkel β etwas größer gewählt werden.

Weicht aber w um mehr als 5° von der Verticalen nach auswärts (Fig. 6 Taf. 41) ab, so ist v gegenüber u_1 zu klein und es muß Winkel β etwas kleiner gewählt werden.

Durch einiges Probiren wird man sehr bald den richtigen, d. h. denjenigen Werth von β ausfindig machen, bei welchem w verticale Richtung erhält. Eine so construirte Turbine erfüllt vollkommen alle Bedingungen eines guten Effectes.

Bei den meisten Regeln für die Construction der Girardturbinen wird der Werth von v zu $v = \frac{1}{2}\sqrt{2 g h_2}$ angegeben, was indessen keineswegs überall richtig ist; denn es variirt dieser Werth nach den obigen Regeln innert ziemlich weiten Grenzen, je nach den verschiedenen Verhältnissen und Gefällen.

Wie groß bei den angegebenen Regeln der Austrittverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ausfällt, darüber werden die weiter unten folgenden Beispiele einläßlichen Aufschluß gewähren.

§ 62.

illigere Turbinen für größere Wassermengen und kleinere Gefälle.

Die bisher gegebenen Regeln für die Construction der Girardturbinen it verticaler Achse gelten für normale Verhältnisse, wo es sich um rgfältige Ausnützung der Wasserkraft handelt. Man erhält dabei für ößere Werthe von Q bei kleinem h ziemlich bedeutende Dimensionen.

Wenn es sich dagegen bei solchen Verhältnissen weniger um eine rgfältige Ausnützung der Wasserkraft, als vielmehr um einen möglichst einen und billigen Motor handelt, so kann man wesentlich von den ngegebenen Werthen von D, a und β abweichen. Es kommen solche älle häufig vor, daß Wasser genug vorhanden ist, auf einen möglichst roßen Wirkungsgrad also nicht gesehen zu werden braucht.

Wenn es sich ferner um die Ausnützung ganz bedeutender Wasserassen durch einen einzigen Motor handelt (es giebt solche Turbinen, ie 25 Cubikmeter Wasser in 1 Secunde consumiren), so würde man ach den obigen Regeln zu große Dimensionen erhalten.

In solchen Fällen muß Winkel β kleiner, dagegen a, y und v rößer gewählt werden.

Man kann dabei, indem man das Grundverhältniß $2a + \beta = 180^0$ ls Gerippe der Construction ungefähr beibehält, ziemlich weit gehen, nd zwar so weit, bis man zu der sogenannten Construction nach dem leichseitigen Dreieck gelangt, bei welcher die Ausflußgeschwindigkeit U us dem Leitrade, die Umfangsgeschwindigkeit v und die relative Einrittgeschwindigkeit u gleich groß sind und zusammen ein gleichseitiges Dreieck bilden. Fig. 7 Taf. 41.

Es ist in diesem äußersten Grenzfalle $a = \beta = 60^0$.

Da v in diesem Falle nahe gleich $\sqrt{2gh_2}$ ist, so nennt man einen o construirten Motor auch Turbine mit großer Geschwindigkeit.

Der Durchmesser wird bei den großen Werthen von a und β, mitin großen Werthen von s und s_1 im Verhältniß zu $\triangle$ klein (man sehe ie so construirte Turbine Taf. 9, 19 und 20), und man erhält für die größten Q, wenn auch sehr bedeutende, doch immerhin ausführbare Dimensionen. Es fallen dabei in Folge der größeren Umfanggeschwindigeit außer der Turbinenwelle auch die Transmissionen für eine gleich große zu übertragende Kraft leichter aus.

Die vorliegende Constructionsmethode wird in der Regel nur bei roßen Wassermengen und kleinen Gefällen angewendet.

Da bei diesen letzteren die Radhöhe i_1 einen bedeutenden Theil des Gefälles ausmacht, so wird die relative Geschwindigkeit u, welche schon

beim Eintritt sehr groß und zwar nahe $= \sqrt{2gh_2}$ ist, im Laufrade durch den Fall durch eine Höhe $= i_1$ noch vermehrt, so daß die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 noch größer wird, als $\sqrt{2gh_2}$, so daß man ungeachtet des großen Werthes von y einen guten (achsial gerichteten) Austritt des Wassers erzielen kann.

Zwischen diesen äußersten Grenzverhältnissen $a = \beta = 60°$ und den Angaben des § 59 kann man alle möglichen Werthe von a wählen, je nachdem die angedeuteten Umstände es erfordern.

Vorschriften hierüber sind nicht zu machen, mit einigem Gefühle und Nachdenken wird man bald das Richtige herausfinden und verweist der Verfasser auf die unten folgenden Beispiele über die Berechnung der Girardturbinen, wo auch Näheres über die Nutzleistung derart construirter Motoren zu finden ist.

Im Allgemeinen kann man annehmen, daß eine nach dem gleichseitigen Dreieck construirte Girardturbine 8 bis 10 % weniger leistet, als eine nach den Regeln des § 59 construirte Turbine.

Je mehr der Winkel β kleiner und derjenige a größer wird und je mehr in Folge dessen sich u und w vermehren, um so mehr nimmt die Nutzleistung einer solchen Turbine ab.

§ 63.

Grenzturbinen, mit oder ohne Rückschaufeln, für zeitweise unter Wasser arbeitende Turbinen.

Wenn eine gewöhnliche Girardturbine ins Unterwasser eintaucht, so nimmt der Wirkungsgrad ziemlich wesentlich ab, und zwar um so mehr, je tiefer das Eintauchen stattfindet. Es ist dies leicht begreiflich; denn es füllen sich die leeren Zwischenräume zwischen den Wasserstrahlen und Zellenwänden mit Wasser an, wodurch die Vortheile der freien Abweichung aufgehoben werden und auch abgesehen davon noch Störungen im Laufrade entstehen, die sich jeder Berechnung entziehen.

Um bei einer zeitweilig ins Unterwasser eintauchenden Girardturbine diese Uebelstände zu vermeiden, muß der Wasserstrahl begrenzt werden, d. h. es sind die Dimensionen der Radcanäle an der Austrittstelle so zu wählen, daß der Wasserstrahl dieselben gerade ganz ausfüllt, ohne daß der Strahl aber an seiner freien Entwicklung gehindert ist.

Eine solche Turbine, welche also eine reine Actionsturbine ist und ohne Ueberdruck arbeitet, nennt man eine *Grenzturbine*, weil dieselbe an der Grenze liegt, wo Druck- und Ueberdruckturbine einander

ühren. Eine kleine Verengung der Laufradcanäle an der Austritt-
le wird eine solche Turbine schon in eine Ueberdruckturbine verwandeln.

Die Erfahrung hat gezeigt, daß eine solche Grenzturbine oder wie
n dieselbe auch nennt, Turbine mit geformten Strahlen unbeschadet
guten Wirkung im Unterwasser arbeiten kann und zwar ist es keineswegs
hwendig, die Turbine mit Rückschaufeln (Fig. 1 Taf. 8) zu versehen.

Wenn man den Wasserstrahl in seinem ganzen Verlaufe begrenzen
ßte (was aber nicht nothwendig ist), müßte der Querschnitt der Rad-
äle an jeder Stelle gleich sein dem Querschnitt des Wasserstrahles.

Da nun die gewöhnlichen Schaufeln (Fig. 2 Taf. 8) bei den ge-
hnlichen Constructionsverhältnissen (§ 59), wo Winkel β größer als
° ist, in der Mitte etwas ausgebauchte Radcanäle ergeben, so ist an
ser ausgebauchten Stelle der Querschnitt der Canäle größer als der-
ige der Wasserstrahlen. Um dies zu vermeiden, haben Hänel und
ttinger zuerst die sogenannten Rückschaufeln nach Fig. 1 Taf. 8
d Fig. 1 Taf. 30 eingeführt. Diese Schaufeln sind so gewählt, daß
Querschnitt des Wasserstrahles an jeder Stelle gleich ist dem Quer-
nitt der Canäle. Je nachdem daher der Radquerschnitt in der Breite
nach unten ausweitet oder nicht, erhalten die Rückschaufeln eine mehr
r weniger starke Ausbauchung.

Da die Girardturbinen nur da angewendet werden sollen, wo
nterwasser (Stauwasser) niemals längere Zeit hindurch und nicht in
ckerem Maße eintritt und letzteres überhaupt meist nur bei Wasser-
sten mit kleinem h und großem Q stattfindet, so wird bei solchen
rhältnissen β nicht viel größer als 90° und es wird somit bei An-
ndung gewöhnlicher Schaufeln nach Fig. 2 Taf. 8 (oder auch Taf. 10
d 11) die Ausbauchung der Laufradcanäle in der Mitte schon sehr
bedeutend, so daß es bei entsprechender Wahl der seitlichen Ausweitung
Canäle (in der Breite) nach unten sehr leicht ist, Canal und Wasser-
hl von gleichem Querschnitt zu erhalten, ohne deshalb zur Anwendung
n Rückschaufeln greifen zu müssen.

Wo aber nach dem vorigen Paragraphen β gleich 90° oder gar
ch kleiner wird, so entsteht gar keine Ausbauchung und es fällt die
thwendigkeit der Rückschaufeln gänzlich dahin.

Man darf im Allgemeinen annehmen, daß eine Eintauchung des
ufrades, welche nicht über die Spalte hinaufgeht, bei einer Girard-
rbine mit geformtem Strahle oder auch eine solche mit Rückschaufeln
n Wirkungsgrad um 3 bis 5% herabzieht. Bei nichtgeformtem Strahle
er ohne Rückschaufeln würde die Abnahme des Wirkungsgrades min-
stens das Doppelte betragen.

Beispiele über die vollständige Berechnung der Girard-Turbinen, mit verticaler Achse.

1. Beispiel.

Für ein constantes Gefälle von 1,950 Metern und eine constante Wassermenge von 2160 Litern per Secunde ist eine Girard-Turbine zu construiren. Es soll hinsichtlich der zu wählenden Dimensionen nicht auf Billigkeit gesehen werden. Es ist das Druckgefälle $h_2 = 1{,}700$ Meter und $\sqrt{2gh_2} = 5{,}775$ Meter und

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh_2}} = \frac{2{,}160}{0{,}85\sqrt{2 \,.\, 9{,}81 \,.\, 1{,}700}} = 0{,}4408 \text{ □Meter.}$$

Die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte ist somit kleiner 0,70 □Meter und es ist daher die Turbine nach den unter II. gegebenen Regeln für mittlere Gefälle und Wassermengen zu berechnen (§ 59).

Es wird der mittlere Durchmesser der Turbine

$$D = 3{,}3\sqrt{\Delta} = 3{,}3\sqrt{0{,}44} = 2{,}194 \text{ Meter,}$$

wofür als Abrundung zu nehmen ist $D = 2{,}200$ Meter.

Die Schaufeltheilung wird

$$t = \frac{D}{20} = \frac{2{,}200}{20} = 0{,}110 \text{ Meter.}$$

Der mittlere Umfang ist $3{,}1416 \,.\, 2{,}200 = 6{,}911$ Meter und es würde somit die Anzahl Schaufeln des Lauf- und Leitrades gleich

$$\frac{6911}{110} = 62,$$

wofür als Abrundung 60 gewählt werden soll.

Die wirkliche Schaufeltheilung ergiebt sich somit zu

$$t = \frac{6911}{60} = 115{,}2 \text{ Millimeter.}$$

Der Winkel a erhält einen mittlern Werth von 22°; die Blechschaufeln des Leitrades eine Dicke von 6 Millimetern und daraus ergiebt sich die normale Weite s der Leitcanäle zu

$$s = (t \sin a) - \text{Schaufeldicke} = (t \sin . 22^0) - 6, \text{ oder}$$

$$s = (115{,}2 \times 0{,}3746) - 6 = 37{,}3 \text{ Millimeter,}$$

wofür wir rund $s = 38$ Millimeter wählen.

Dabei ist zu bemerken, daß dieß die totale Weite der Leitcanäle ist, in welcher die Verengung durch die Radschaufelkanten bereits berücksichtigt ist.

Nun ergiebt sich die (radiale) Breite der Leitcanäle zu

$$b = \frac{\Delta}{s \times \text{Anzahl Canäle}} = \frac{0{,}4408}{0{,}0038 \,.\, 60} = 0{,}1933 \text{ Millimeter.}$$

Winkel β wird

$$\beta = 180^0 - 2\,a = 180^0 - 2 \,.\, 22^0 = 136^0.$$

Der Winkel y der Laufradschaufeln wird $y = 22^0$.

Die Anzahl Radschaufeln wird gleich groß wie diejenige des Leitrades, also $= 60$.

Die normale Weite s_1 der Radcanäle am Austritt ergiebt sich zu $s_1 = (t \sin y) -$ Schaufeldicke; oder bei 8 Millimeter Gußschaufeln

$$s_1 = (115 \,.\, 0{,}3746) - 8 = 35 \text{ Millimeter.}$$

Die Höhe des Laufrades ist $i_1 = \frac{D}{11} = \frac{2200}{11} = 200$ Millim. und

„ „ „ Leitrades „ $i = \frac{3}{4} i_1 = \frac{3}{4} \,.\, 200 = 150$ Millim.

Die Schaufelform beider Räder ist ähnlich derjenigen Fig. 3 Taf. 11 zu wählen.

Die obere lichte Breite der Radcanäle hängt nun davon ab, ob man den Radcanälen die nöthige Luft durch Seitenöffnungen oder von oben zuführen will (Fig. 3 u. 4 Taf. 34).

Im ersteren Falle wird $b_2 = b + 15$ Millimeter $= 193 + 15$
$= 208$ Millimeter.

Im zweiten Falle dagegen wird $b_2 = 1{,}4\,b = 1{,}4 \,.\, 193 = 270$ Mill.

Die untere lichte Breite der Radcanäle wird in beiden Fällen
$b_3 = 2{,}7\,b = 2{,}7 \,.\, 193 = 521$ oder rund 520 Millimeter.

Um nun auch sicher zu sein, daß der Ausflußquerschnitt des Laufrades die nöthige Größe besitze, muß die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade berechnet werden.

Dieselbe ist nach § 56, da bei unserer Turbine $\beta = 180^0 - 2\,a$

$$\text{genau: } u_1 = 0{,}96 \sqrt{\left(U \frac{\sin a}{\sin 2\,a}\right)^2 + 2\,g\,i_1}$$

$$= 0{,}96 \sqrt{\left(0{,}96 \sqrt{2\,g\,h_2} \,.\, \frac{\sin 22^0}{\sin 44^0}\right)^2 + 2\,g \,.\, 0{,}200}$$

$$\text{oder } u_1 = 0{,}96 \sqrt{\left(5{,}544 \frac{0{,}3746}{0{,}6947}\right)^2 + 19{,}6 \,.\, 0{,}200} = 3{,}58 \text{ Millimeter.}$$

Die Summe der Ausflußquerschnitte des Laufrades ist

$$\Delta_1 = 0{,}035 \,.\, 0{,}520 \,.\, 60 = 1{,}092 \text{ □Meter.}$$

Die Summe der Querschnitte sämmtlicher Wasserstrahlen beim Austritt aus dem Laufrade ist gleich

$$\frac{Q}{u_1} = \frac{2{,}160}{3{,}58} = 0{,}6033 \text{ □Meter.}$$

Daraus ergiebt ſich die Dicke eines Waſſerſtrahles zu

$$\frac{0{,}6033}{60 \,.\, 0{,}520} = 0{,}0193 \text{ Meter} = 19\,{}^1\!/_2 \text{ Millimeter.}$$

Da nun die normale Weite $s_1 = 35$ Millimeter iſt, ſo bleibt zwiſchen Waſſerſtrahl und Blechſchaufel ein freier Raum von $35 - 19\,{}^1\!/_2 = 15\,{}^1\!/_2$ Millimeter übrig, ſo daß dem Principe der freien Abweichung in vollſtändig genügender Weiſe Rechnung getragen iſt. Der Winkel β iſt nach probeweiſer Annahme $180^0 - 20 = 136^0$.

Nun iſt für den ſtoßfreien Eintritt die Umfanggeſchwindigkeit (Fig. 4 Taf. 41)

$$v = U \frac{\sin c}{\sin \beta} = 0{,}96 \,.\, 5{,}775 \,.\, \frac{\sin 22^0}{\sin 136^0} = 5{,}544 \,.\, \frac{0{,}3746}{0{,}6947} = 2{,}987 \text{ M.}$$

Wenn nun die Conſtruction der Turbine vollkommen richtig ſein ſoll, ſo muß die abſolute Ausflußgeſchwindigkeit w (Fig. 4 Taf. 41) vertical zur unteren Radebene gerichtet ſein.

Dieß wäre dann der Fall, wenn u cos y gleich wird der oben gefundenen Umfangsgeſchwindigkeit $v = 2{,}987$ Meter.

Es iſt nun $u_1 \cos y = 3{,}58 \,.\, \cos 22^0 = 3{,}58 \,.\, 0{,}927 = 3{,}318$ Meter.

Dieſer letztere Werth iſt alſo zu groß und man findet durch Auftragen der erhaltenen Werthe in Fig. 4, Taf. 41, daß bei der gefundenen Umfanggeſchwindigkeit die abſolute Ausflußrichtung w um circa 12^0 von der verticalen abweichen würde.

Dieß iſt ſchon keine große Differenz und es wird der dadurch entſtehende Effectverluſt verſchwindend klein, wenn man als wirkliche Umfanggeſchwindigkeit das Mittel zwiſchen den vortheilhafteſten Geſchwindigkeiten am obern und untern Radumfange wählt.

Dieſe mittlere Geſchwindigkeit würde ſein

$$v = \frac{2{,}987 + 3{,}318}{2} = 3{,}152 \text{ Meter} = 0{,}545 \sqrt{2\,g\,h}.$$

Es wird nämlich durch dieſe Vermehrung der Umfanggeſchwindigkeit v die relative Eintrittsgeſchwindigkeit etwas vermindert, ſo daß die Differenz auch hiedurch kleiner ausfällt, resp. theilweiſe berichtigt wird.

Obwohl alſo die Turbine mit dieſer vermittelten Umfangsgeſchwindigkeit von 3,152 Metern vollkommen allen Anforderungen entſprechen würde, wollen wir nur hier *als Beiſpiel* zum Ziele ſetzen, eine ganz vollkommen richtige Conſtruction *ohne irgend welche Differenzen* auszuführen.

Zu dieſem Zwecke nehmen wir probeweiſe den Winkel β etwas kleiner und zwar zu $\beta = 134^0$ an und wiederholen die Berechnung der Dimenſionen.

Es wird nun die relative Eintrittgeschwindigkeit u (s. § 60)

$$u = U\frac{\sin a}{\sin \beta} = 0{,}96\sqrt{2gh}\frac{\sin a}{\sin \beta} = 0{,}96 \,.\, 5{,}775\frac{0{,}3746}{0{,}7193} = 2{,}887 \text{ M.}$$

nd die relative Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade

$$= 0{,}96\sqrt{u^2 + 2gi_1} = 0{,}96\sqrt{2{,}887^2 + 19{,}6 \,.\, 0{,}200} = 0{,}96\sqrt{12{,}25}$$
$$= 3{,}360 \text{ Meter.}$$

s wird nun die Umfanggeschwindigkeit für stoßfreien Eintritt (Fig. 4 af. 41)

$$v = U\frac{\sin c}{\sin \beta} = 5{,}544\frac{\sin 24}{\sin 134^0} = 5{,}554\frac{0{,}4067}{0{,}7193} = 3{,}134 \text{ Meter.}$$

agegen ist $u_1 \cos y = 3{,}360 \,.\, 0{,}927 = 3{,}114$ Meter.

Die beiden Werthe $U\frac{\sin c}{\sin \beta}$ und $u_1 \cos y$ stimmen nun so sehr nahe it einander überein, daß die Construction als vollkommen betrachtet erden kann.

Der Winkel β dürfte ganz genau genommen noch um einige inuten größer gehalten werden. Da indessen die Turbinenschaufeln den Gießereien kaum auf einzelne Grade genau nach der vorgeriebenen Stellung ausfallen, so würden dieß reine Wortklaubereien enannt werden müssen, wenn man sich mit der obigen Annäherung noch cht zufrieden geben wollte.

In Folge des etwas veränderten Werthes von u_1 fallen nun die eien Zwischenräume zwischen den Radschaufeln und den Wasserstrahlen m Laufrad-Austritt) etwas weniger kleiner aus als oben gefunden wurde.

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w bei der vorliegenden Turbine ird

$$w = u_1 \sin y = 3{,}360 \sin 22^0 = 3{,}36 \,.\, 0{,}3746 = 1{,}258 \text{ Meter.}$$

s ist $\frac{1{,}258}{U} = \frac{1{,}258}{5{,}544} = 0{,}227 = \frac{1}{4{,}4}$.

Der Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ist daher

$$\left(\frac{1}{4{,}4}\right)^2 = \frac{1}{19{,}36}$$

der ungefähr 5 % der dem Wasser bei seinem Eintritt ins Laufrad nnewohnenden mechanischen Arbeit.

2. Beispiel.

Für ein constantes Gefälle und eine veränderliche Wassermenge ist ine Girard-Turbine zu construiren und zwar ist

$h = 11{,}000$ Meter und $Q = 600$ bis 1475 Liter per Secunde.

Nutzleistung der Turbine à 75 % = 162 Pferde.

a) Wir nehmen vorläufig zur Bestimmung des Druckgefälles h_2 die Höhe des Laufrades zu 150 und das Freihängen zu 100 Millimeter an. Es ist somit das Druckgefälle

$$h_2 = h - (150 + 100) = 10{,}750 \text{ Meter.}$$

b) Es ist $\sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}6 \,.\, 10{,}75} = 14{,}55$ Meter.

Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen ist

$$U = 0{,}96\sqrt{2gh} = 13{,}96 \text{ Meter.}$$

c) Die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh}} = \frac{1{,}475}{13{,}96} = 0{,}1197 \text{ □Meter.}$$

Da mithin Δ kleiner ist als 0,15 □Meter, so ist der Motor nach III. § 59 zu berechnen.

d) Der mittlere Durchmesser D der Turbine soll wegen dem kleinen vorhandenen Turbinenlocale nicht größer als nöthig angenommen werden und man wähle daher

$$D = 3{,}5\sqrt{\Delta} = 3{,}5\sqrt{0{,}1197} = 1{,}215 \text{ Meter;}$$

abgerundet auf 1250 Millimeter.

e) Winkel a und β. Da für den Durchmesser der kleinere Werth des § 59 angenommen wurde, darf a nicht zu klein gehalten werden. Wir wählen Winkel $a = 16^0$.

Für $\beta = 180 - 2a$ würde $\beta = 180 - 32 = 148^0$; wir wählen den Werth um 1^0 größer, also $\beta = 149^0$.

f) Schaufeltheilung. Das von der Turbine zu benützende Wasser führt viele Unreinigkeiten, Aeste und Laub mit sich und es ist daher der Besteller nicht für sehr eng gestellte Schaufeln eingenommen.

Wir wählen daher t größer als gewöhnlich und zwar $t = \frac{D}{12{,}5}$

$= \frac{1250}{12{,}5} = 100$ Millimeter. Der mittlere Umfang der Turbine ist 3,927 Meter und daher die Schaufelzahl

$$= \frac{3927}{100} = 39{,}27, \text{ wofür man 40 wählt.}$$

Die endgültige Schaufeltheilung wird somit $t = \frac{3927}{40} = 98{,}2$ Millimeter.

g) Dicke der Leitschaufeln. Das Leitrad soll eisenblechene Schaufeln von 5 Millimeter Dicke erhalten.

h) Normale Weite s der Leitcanäle. Dieselbe wird

$s = (t \sin a) -$ Schaufeldicke $= (98{,}2 \times 0{,}2756) - 5 = 22\,1/2$ Millim.

i) Die lichte Breite der Leitcanäle an der Austrittsfläche wird

$$b = \frac{\Delta}{s \times \text{Anzahl Canäle}} = \frac{0{,}1197}{0{,}0225 \,.\, 40} = 0{,}1330 \text{ Meter.}$$

k) Die Höhe des Laufrades sei $i = \frac{D}{9} = \frac{1250}{9} = 140$ Millimeter; wofür wir $1\,i = 150$ wählen.

l) Die Höhe des Leitrades $i_1 = {}^2/_3\, i = \frac{2}{3} \,.\, 150 =$ 100 Millimeter.

Da indessen hier das Leitrad mit verticalen Regulirschiebern nach Taf. 10 und 11 versehen werden soll, welche in ihrer obersten Stellung auch eine gute Führung erhalten sollen, so verlängern wir hier die Leitschaufeln nach oben um geradliniges Stück von 25 Millimetern und wird somit die

Höhe des Leitrades (der Leitcanäle) = 125 Millimeter.

m) Winkel y der Radschaufeln mit der untern Radebene.

Im vorliegenden Falle sollen die Radcanäle an der Austrittstelle des unreinen Wassers wegen auf ausdrücklichen Wunsch des Bestellers nicht enger, sondern etwas weiter sein als die Leitcanäle, damit eine Verstopfung des Laufrades weniger eintreten könne.

Wir wählen deßhalb y etwas größer als gewöhnlich und zwar

$$y = 20^0.$$

n) Die Dicke der gußeisernen Schaufeln des Laufrades am Austritt ist 8 Millimeter und nun ergiebt sich

o) die normale Weite s_1 der Radcanäle an der Austrittstelle zu

$$s_1 = (t \sin . y) - \text{Schaufeldicke} = (98{,}2 \times 0{,}342) - 8$$
$$= 25\,{}^1/_2 \text{ Millimeter.}$$

p) Vortheilhafteste Umfanggeschwindigkeit v. Es ist Winkel c (Fig. 4 Taf. 41)

$$= 180 - (a + \beta) = 180 - (16 + 149) = 15^0$$

und daher v

$$v = U \frac{\sin c}{\sin \beta} = 13{,}96 \,.\, \frac{0{,}2588}{0{,}515} = 7{,}015 \text{ Meter} = \frac{7{,}015}{14{,}55}$$
$$= 0{,}482 \sqrt{2\,g\,h}.$$

q) Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen der Turbine ist

$$n = \frac{60 \,.\, v}{D \,.\, \pi} = \frac{60 \,.\, 7{,}015}{3927} = 107 \text{ in einer Minute.}$$

r) Die relative Eintrittgeschwindigkeit des Wassers im Laufrad ist

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 13{,}96 \frac{0{,}2756}{0{,}515} = 7{,}47 \text{ Meter.}$$

s) Die relative Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade. Bei so großen Gefällen kann die Beschleunigung des Wassers vermöge des Falles durch die Radhöhe hinunter vernachlässigt werden und es ist daher in solchen Fällen

$$u_1 = 0{,}96, \text{ also für unsere Turbine}$$
$$u_1 = 0{,}96 \,.\, 7{,}47 \text{ Meter} = 7{,}17 \text{ Meter.}$$

t) Die Ventilation des Laufrades soll nicht durch im Kranze angebrachte Seitenöffnungen, sondern von oben nach Fig. 4 Taf. 34 bewerkstelligt werden, was auch in mancher Hinsicht besser ist.

u) Die obere lichte Breite der Laufradcanäle wird daher

$$b_2 = 1{,}5\,b = 1{,}5 \,.\, 133 = 199{,}5 \text{ oder rund } 200 \text{ Millimeter.}$$

v) Die untere lichte Breite der Laufradcanäle nehmen wir an zu

$$b_3 = 3\,b = 3 \,.\, 133 = 399 \text{ oder rund } 400 \text{ Millimeter.}$$

w) Die Dicke der Wasserstrahlen an der Austrittstelle des Laufrades ergiebt sich nun zu

$$\frac{Q}{u_1 \text{ Anzahl Canäle} \times b_3} = \frac{1{,}475}{7{,}17 \,.\, 40 \,.\, 0{,}400} = 0{,}0128 \text{ Meter.}$$

Das Wasser füllt daher die Canäle an dieser Stelle nur zur Hälfte aus.

x) Um nun zu sehen, inwiefern der Austritt des Wassers günstig ist, berechne man die vortheilhafteste Umfanggeschwindigkeit an der untern Radebene. Dieselbe wäre gleich

$$u_1 \cos . g = 7{,}17 \,.\, 0{,}939 = 6{,}732 \text{ Meter} = 0{,}463 \sqrt{2gh};$$

was mit dem Werthe 0,482 am obern Radumfange genau genug übereinstimmt.

z) Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w aus dem Laufrade ergiebt sich zu

$$w = u_1 \sin y = 7{,}17 \,.\, 0{,}342 = 2{,}452 \text{ Meter.}$$

Dies ist

$$\frac{2{,}452}{14{,}55} = \frac{1}{5{,}9} \text{ oder rund } \frac{1}{6} \text{ von } \sqrt{2gh}$$

und es ist somit der Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w

$$\text{gleich } \frac{1}{6} \,.\, \frac{1}{6} = \frac{1}{36} \text{ oder ca. 3 Proc. der absoluten Wasserkraft.}$$

In Folge der seitlichen Ausweitung des Radquerschnittes tritt ein großer Theil der Wasserstrahlen in schiefer Richtung aus dem Laufrade

s; daher die absolute Geschwindigkeit w etwas größer wird, so daß wirkliche Austrittsverlust auf 4,5 bis 5 % beziffert werden kann.

Die Nutzleistung der vorliegenden Turbine wird bei voller Beaufschlagung ca. 75 bis 78 % und bei halber Beaufschlagung ebensoviel betragen.

Dabei wird nochmals hervorgehoben, daß im vorliegenden Werke unter n Gefälle das wirkliche reelle Gefälle, d. h. die Niveaudifferenz beider sserspiegel verstanden ist.

3. Beispiel: Grenzturbine.

Es soll für ein veränderliches Gefälle von 0,900 bis 1,200 Metern constantem Oberwasserspiegel und eine Wassermenge von 2500 Litern Minimum eine möglichst billige Girard-Turbine erstellt werden.

Die Verhältnisse liegen so, daß das bei dem hohen Gefälle von 200 Metern vorhandene Kleinwasser von 2500 Litern möglichst sorgtig ausgenützt werden soll. Bei mittlerem und hohem Wasserstande gegen, wo das Gefälle klein ist, kann die Turbine Wasser nach Belieben sumiren, um jederzeit eine gleich große Betriebskraft entwickeln zu können.

a) Aufstellung der Turbine. Die Turbine muß so aufgestellt rden, daß die untere Ebene des Laufrades beim Niederwasserstand ch etwas freihängt, wobei die Turbine ganz correct als Partialturbine t freier Abweichung (mit begrenztem Strahle) arbeiten kann, und es l die Turbine in diesem Falle, wenn immer möglich, einen Wirkungsad von 73 bis 75 % entwickeln.

Die Turbine gehört somit unter die in § 63 erwähnten Motoren.

b) Die Größe der Turbine wird bedingt durch das kleinste h d die größte Q.

Nehmen wir an, daß die Turbine bei 1,200 Meter h noch Millimeter freihänge und somit bei 0,90 Meter h um 300 — 70 230 Millimeter in das Unterwasser eintauche und sodann eine istung von nicht über 65 % des theoretischen Effectes entwickele.

Nun beträgt die Leistung bei größtem h von 1,200 Metern und inster Q von 2500 Litern bei 75 % Wirkungsgrad (ob die Turbine s leiste, werden wir später finden)

$$N n = \frac{2500 \,.\, 1{,}200}{100} = 30 \text{ Pferde.}$$

Die Turbine muß daher, um dieselbe Kraft zu entwickeln, bei 90 Meter h und bei nur 65 % Wirkungsgrad eine Wassermenge sumiren von

$$\frac{75}{65} \,.\, \frac{1{,}2}{0{,}9} \,.\, 2500 = 3850 \text{ Liter per Secunde.}$$

c) Das Druckgefälle h_1 ist bei 180 Millimeter Laufradhöhe und 230 Millimeter Eintauchung gleich dem totalen Gefälle h, also gleich 0,90 Meter.

Der Werth von

$$\sqrt{2gh} = 4{,}202 \text{ Meter.}$$

d) Die Ausflußgeschwindigkeit U wird wegen der Eintauchung etwas kleiner als gewöhnlich. Wir nehmen

$$U = 0{,}95\sqrt{2gh} = 0{,}95 \,.\, 4{,}202 = 3{,}992 \text{ Meter.}$$

e) Die Summe der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades wird

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh}} = \frac{3{,}850}{0{,}85 \,.\, 4{,}202} = 1{,}080 \text{ □Meter}$$

(es ist hier zu bemerken, daß ungeachtet des etwas kleineren Werthes von U die Summe Δ nicht größer als gewöhnlich zu sein braucht, weil die Zugabe für Δ nach § 58 groß genug ist, um diese Differenz nicht berücksichtigen zu müssen).

f) Der mittlere Durchmesser D der Turbine wird wegen der geforderten Billigkeit kleiner als nach den normalen Verhältnissen § 59, 1. und zwar wählen wir

$$D = 1{,}8\sqrt{\Delta} = 1{,}8\sqrt{1{,}08} = 1{,}872 \text{ Meter}$$

oder rund 1875 Millimeter.

g) Winkel a und β. Es wird nach § 63 a größer und β kleiner als gewöhnlich, jedoch so, daß nahe $2a + \beta = 180°$.

Wir wählen $a = 45°$ und $\beta = 180 - 2a = 180 - 90 = 90°$.

h) Das Leitrad erhält bei den bedeutenden Dimensionen und auch der Billigkeit halber gußeiserne Schaufeln von 9 Millimeter Dicke an der Austrittstelle.

i) Die Schaufeltheilung wählen wir

$$t = \frac{D}{15} = \frac{1875}{15} = 125 \text{ Millimeter.}$$

Der mittlere Radumfang ist 5,890 Meter und somit die Schaufelzahl

$$\frac{5890}{125} = 47.$$

Wir wählen hiefür der geraden Eintheilungszahl, sowie der Billigkeit halber 44 Schaufeln und es wird sonach die endgültige Schaufeltheilung

$$t = \frac{5890}{44} = 134 \text{ Millimeter.}$$

k) Die normale Weite s der Leitcanäle ergiebt sich nun zu

$$s = (t \sin a) - \text{Schaufeldicke} = (134 \,.\, 0{,}707) - 9 = 85{,}7$$

er rund 86 Millimeter.

l) Die lichte Breite b der Leitcanäle an der Austrittstelle wird

$$b = \frac{\mathit{A}}{s \times \text{Anzahl Canäle}} = \frac{1{,}08}{0{,}086 \,.\, 44} = 0{,}2857 \text{ Meter}$$

er rund 286 Millimeter.

m) Die Höhe des Laufrades $i_1 = \frac{D}{10} = \frac{1875}{10} = 187{,}5$ Milli-

eter, wofür wir wählen

$$i_1 = 180 \text{ Millimeter.}$$

ie Höhe des Leitrades wird

$$i = \frac{2}{3} i_1 = \frac{2}{3} \,.\, 180 = 120 \text{ Millimeter.}$$

n) Die relative Eintrittgeschwindigkeit ins Laufrad ergiebt h zu

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 3{,}992 \frac{\sin 45^0}{\sin 90^0} = 3{,}992 \frac{0{,}707}{1} = 2{,}822 \text{ Meter.}$$

o) Die relative Ausflußgeschwindigkeit aus dem Laufrade wird

$$u_1 = 0{,}96 \sqrt{u^2 + 2 g i_1} = 0{,}96 \sqrt{2{,}822^2 + 19{,}6 \,.\, 0{,}180}$$
$$= 3{,}249 \text{ Meter.}$$

p) Die normale Weite s_1 der Laufradcanäle am Austritt wird im rliegenden Falle, wo das Wasser die Canäle gerade noch ganz aus-llen oder in begrenztem Strahle durchfließen soll (§ 63) und wo wir n Radcanälen eine doppelte Ausweitung geben, so daß $b_3 = 2\,b$ $= 2 \,.\, 286 = 572$ Millimeter ist,

$$s_1 = \frac{Q}{b_3 \,.\, u_1 \,.\, \text{Anzahl Canäle}} = \frac{3{,}850}{0{,}572 \,.\, 3{,}25 \,.\, 44} = 0{,}047 \text{ Meter.}$$

q) Zur Bestimmung des Winkels y hat man zu erwägen, daß e normale Weite s_1 + der Schaufeldicke gleich ist dem Werthe $t \sin y$; s heißt, daß ist:

$$t \sin y = s_1 + \text{Schaufeldicke,}$$

her $\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t}$.

Die Schaufeldicke sei hier wegen der großen Breite b_3 gleich 1 Millimeter und die Schaufeltheilung $t = 134$ Millimeter, wie beim eitrade und es wird nun

$$\sin y = \frac{47 + 11}{134} = 0{,}4328.$$

iesem Sinus entspricht der Winkel $y = 25\,1/2\,^0$.

r) Die Umfangsgeschwindigkeit am oberen Radumfange wird für den stoßfreien Eintritt

$$v = U\frac{\sin c}{\sin \beta} = 3{,}992\,\frac{\sin 45^0}{\sin 90^0} = 3{,}992\,\frac{0{,}707}{1} = 2{,}822 \text{ Meter}$$
$$= 0{,}671\sqrt{2gh}.$$

Dagegen wird die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit für den unteren Radumfang bei achsialem Austritte

$$v = u_1 \cos y = 3{,}249 \cos 25\,^1/_2{}^0 = 2{,}930 \text{ Meter oder}$$
$$= 0{,}697\sqrt{2gh}.$$

Diese beiden Werthe von v stimmen so annähernd überein, daß die Construction als vollkommen befriedigend betrachtet werden kann und zwar wählt man für v den mittleren Werth

$$v = \frac{2{,}822 + 2{,}930}{2} = 2{,}876 \text{ Meter} = 0{,}684\sqrt{2gh}.$$

s) Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ergiebt sich sehr nahe zu

$$w = u_1 \sin y = 3{,}249 \sin 25\,^1/_2{}^0 = 3{,}249 \,.\, 0{,}4305 = 1{,}397 \text{ Meter}$$
$$= 0{,}332\sqrt{2gh}.$$

t) Der Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ist $0{,}332^2 = 0{,}1102$ der absoluten Wasserkraft, welcher Werth sich wegen der Vermehrung von w durch die Ausweitung nach unten und daher schiefen Austritt des Wassers nach beiden Seiten auf 13 % erhöht.

u) Die Nutzleistung der Turbine ergiebt sich nun, wenn man sämmtliche Verluste zusammenstellt.

Es ist nun der Reibungsverlust bei der vorliegenden Turbine wegen des kleinen Winkels $\beta = 90^0$, kleiner dagegen aber wegen der großen Durchflußgeschwindigkeit u bis u_1, sowie wegen den ganz ausgefüllten Laufradcanälen (wobei auch die convexe Seite der Schaufeln etwas Reibungsfläche ist), nicht viel kleiner als bei einer Jonval-Turbine.

Wir können daher die Summe sämmtlicher Gefällverluste durch Stoß an den Schaufelkanten und Reibung in den Canälen annehmen zu circa 10 % (man sehe § 26, S. 119).

Der Verlust durch Lager- und Pfannenreibung ist circa 3 % und es ergiebt sich somit ein totaler Effectverlust von

1) Hydraulische Widerstände .	10 %
2) Lager- und Pfannenreibung	3 „
3) Verlust durch w	13 „
Totaler Verlust	26 %,

o daß demnach die Turbine über dem Unterwasser laufend eine Leistung on circa 74 % entwickeln kann. Dabei ist indessen vorausgesetzt, daß ie gußeisernen Schaufeln möglichst rein gegossen und daß ganz besonders ie oberen Schaufelkanten beider Räder in der Richtung der relativen intrittgeschwindigkeit ganz (bis auf $2^1/_2$ und 3 Millimeter Kante) zueschärft seien, durch welche Vorsichtsmaßregel die hydraulischen Widerände des Durchflusses wesentlich vermindert werden können.

Wird dieß außer Acht gelassen, so fallen bei einer Girard-Turbine Folge der großen relativen Geschwindigkeit u die Kanten-Stöße sehr edeutend aus.

Durch die Eintauchung des Laufrades ins Unterwasser wird die utzleistung der Turbine wesentlich herabgezogen und zwar wird der irkungsgrad erfahrungsmäßig auf 68 bis 70 % herabsinken. Sicherheitshalber haben wir unserer Rechnung nur 65 % zu Grunde gelegt.

Die später folgenden Tabellen über Bremsversuche werden dieß achweisen.

4. Beispiel. Partialturbine.

Für ein totales Gefälle von 150 Metern und eine Wassermenge on 250 Litern per Secunde soll eine Partialturbine construirt werden.

Die Wasserkraft soll sorgfältig ausgenützt werden. Die Localverältnisse sind derart beschaffen, daß eine Turbine mit verticaler Achse nd vertilem Durchfluß angeordnet werden muß. Das Wasser wird einem eservoir entnommen und es ist außer der vorliegend zu berechnenden urbine ein Theil des Wassers zwei andern Motoren zuzuführen.

Durch eine Rohrleitung von 600 Millimetern lichter Weite wird das asser in die Nähe der Motoren geführt und durch Abzweigungen von 50 Millimetern lichter Weite zu den einzelnen Turbinen geleitet. Die anze Rohrleitung ist circa 1000 Meter lang.

(Das vorliegende Beispiel ist, wie alle übrigen, der Wirklichkeit ntnommen.)

Wir nehmen sicherheitshalber einen Gefällverlust von rund 10 Met. an.

a) Totalgefälle 150 Meter, Gefällverlust 10 Meter, ffectives Gefälle mit dem Manometer am Eeinlauf gemessen 0 Meter.

Es ist $\sqrt{2gh} = 52{,}30$ Meter.

b) Die wirkliche Ausflußgeschwindigkeit aus dem eitapparate (mit 1 % Mehrverlust als gewöhnlich gerechnet) ist

$$U = 0{,}95\sqrt{2gh} = 49{,}68 \text{ Meter.}$$

c) Die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte wird

$$\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh}} = \frac{0{,}250}{0{,}85 \,.\, 52{,}3} = \frac{0{,}250}{44} = 0{,}00568 \text{ □Meter}$$

oder rund 57 □Centimeter.

Die vorliegende Turbine ist nach den Regeln des § 59 IV. zu berechnen.

d) Wir wählen den mittlern Durchmesser D.

$$D = 24\sqrt{\Delta} = 24\sqrt{0{,}0057} = 1{,}824 \text{ Meter}$$

oder rund 1,800 Meter.

e) Winkel a und β. Wir wählen $a = 21°$.

Winkel β würde bei $180 - 2a = 180 - 42 = 138°$. Bei dem hohen Gefälle wählen wir β einige Grade größer und zwar $\beta = 142°$.

f) Die Schaufeltheilung t nehmen wir für das Laufrad zu circa 55 Millimeter an und erhalten daher

$$\frac{3{,}14 \,.\, 1{,}800}{55} = \frac{5654}{55} = 103 \text{ Schaufeln,}$$

wofür wir rund 100 Schaufeln nehmen, wobei sich die Schaufeltheilung genau ergiebt zu $t = \frac{5654}{100} = 56{,}54$ Millimeter.

Die Schaufeltheilung des Leitapparates nehmen wir etwas größer an und zwar zu 67 Millimeter. Das Wasser ist nämlich unrein und dürfen die Leitcanäle des leichten Verstopfens halber hier nicht allzu enge gemacht werden.

Die Festsetzung der Theilung auf gerade 67 Millimeter ist übrigens durch Nichts vorgeschrieben, wir setzen voraus, daß man nach einigem versuchsweisen Aufzeichnen der Leitcanäle schließlich auf diesem Werthe von 67 Millimetern stehen geblieben sei (wie wirklich der Fall ist).

g) Normale Weite der Leitcanäle. Es ist

$$s + \text{Schaufeldicke} = t \sin a = 67 \sin 21° = 67 \,.\, 0{,}3584$$
$$= 24 \text{ Millimeter.}$$

Wegen sandhaltigen Wassers wird der Leitapparat aus Metall angefertigt und zwar wählen wir die Stärke der Schaufeln an der Austrittstelle zu 8 Millimetern.

Hieraus ergiebt sich nun die normale Weite s zu $24 - 8 = 16$ Millimeter.

Die Breite der Leitcanäle wählen wir vorläufig zu $b = \frac{D}{40} = \frac{1800}{40} = 45$ Millimeter, wofür wir rund $b = 50$ Millimeter wählen.

Die Anzahl der Leitcanäle wird nun $= \frac{\Delta}{s \times b} = \frac{57}{8} = 7{,}1$, wofür man natürlich 7 wählt, so daß sich die wirkliche Breite b der Canäle schließlich ergiebt zu

$$b = \frac{\Delta}{s \,.\, \text{Anzahl Canäle}} = \frac{57}{11{,}2} = 50{,}88 \text{ oder rund } 51 \text{ Millimeter.}$$

Die Höhe des Laufrades würde nach § 59 IV.

$$i_1 = \frac{D}{12} = \frac{1800}{12} = 150 \text{ Millimeter.}$$

Da indessen im vorliegenden Falle das ganze Laufrad des sandhaltigen Wassers wegen aus Kanonen-Metall angefertigt werden muß, so müssen wir dessen Dimensionen nach Thunlichkeit reduciren und wählen daher $i_1 = 120$ Millimeter und ferner die Höhe der Leitcanäle zu 5 Millimeter.

Der Winkel y wird etwas kleiner als a und zwar wählen wir $= 19\,^1/_2{}^0$.

Die normale Weite s_1 der Laufradcanäle ergiebt sich aus der Relation

$s_1 +$ Schaufeldicke $= t \sin . y$, daher $s = (t \sin y) -$ Schaufeldicke.

Wir wählen letztere zu 7 Millimeter und es wird nun

$s_1 = (56{,}54 \,.\, 0{,}3338) - 7 = 11{,}87$ oder rund 12 Millimeter.

Die vortheilhafteste Umfanggeschwindigkeit v ist für die obere Radebene

$$v = U \frac{\sin c}{\sin \beta} = U \frac{\sin 17^0}{\sin 142^0} = 49{,}68 \frac{0{,}2924}{0{,}6157} = 23{,}54 \text{ Meter}$$

$$\text{oder } 0{,}45 \sqrt{2\,g\,h}.$$

Die relative Eintrittgeschwindigkeit u des Wassers wird

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 49{,}68 \frac{0{,}3584}{0{,}6157} = 28{,}91 \text{ Meter per Secunde.}$$

Die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 aus dem Laufrade ergiebt sich zu

$$u_1 = 0{,}94\, u = 0{,}94 \,.\, 28{,}91 = 27{,}16 \text{ Meter per Secunde.}$$

Diesen geringeren Werth $u_1 = 0{,}94\, u$ nehmen wir hier wegen der geringen Radhöhe und der dadurch verursachten starken Schaufelkrümmung an.

Die vortheilhafteste Umfanggeschwindigkeit v für die untere Radebene resp. für ein achsial gerichtetes w wird

$$v = u_1 \cos y = 27{,}16 \,.\, 0{,}9426 = 25{,}60 \text{ Meter} = 0{,}49 \sqrt{2\,g\,h}.$$

Dieser Werth ist also um 8 % größer als der oben gefundene $v = 0{,}45\sqrt{2gh}$. Man hat also dem Rade entweder die mittlere Umfanggeschwindigkeit

$$v = \frac{0{,}45 + 0{,}49}{2} = 0{,}47\sqrt{2gh}$$

zu geben oder wenn man diese Differenz ganz beseitigen will, hat man den Winkel β etwas kleiner und zwar $\beta = 140^0$ statt 142^0 zu wählen und die Berechnung der Turbine zu wiederholen. Es wird sodann v etwas größer, dagegen u und u_1 etwas kleiner als oben gefunden, wobei man einen achsial gerichteten Austritt bei stoßfreiem Eintritte erhält. Es wird indessen die Turbine bei der oben angegebenen mittlern Umfanggeschwindigkeit $v = 0{,}47\sqrt{2gh}$ schon vollständig befriedigend arbeiten. Es ist darnach

$$v = \frac{23{,}54 + 25{,}6}{2} = 24{,}57 \text{ Meter und}$$

die Anzahl Umdrehungen der Turbine

$$u = \frac{60 \,.\, 24{,}57}{5654} = 260 \text{ pro Minute.}$$

Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w ist sehr nahe

$$w = u_1 \sin y = 27{,}16 \,.\, 0{,}3338 = 9{,}066 \text{ Meter} = 0{,}173\sqrt{2gh}.$$

Der Effectverlust durch w ergiebt sich mithin zu

$$0{,}173^2 = 0{,}0299 \text{ oder rund } 3\,\%$$

des absoluten Effectes der Wasserkraft.

5. Beispiel.

(Man sehe Fig. 8 Tafel 41.)

Für ein veränderliches Gefälle und eine veränderliche Wassermenge ist eine Girardturbine zu construiren.

Im Sommer bei Hochwasserstand (welcher 4 bis 5 Monate andauert) ist die Wassermenge 1500 bis 1800 Liter und ausnahmsweise noch mehr; dabei ist das Gefälle 1180 Millimeter. Im Winter bei Niederwasserstand ist das gewöhnliche Kleinwasser 500 Liter per Secunde und das Gefälle 1480 Millimeter.

In beiden Fällen liegt der Oberwasserspiegel auf derselben Höhe, d. h. er ist constant.

Die Veränderlichkeit des Gefälles wird durch das veränderliche Niveau des Unterwasserspiegels hervorgerufen. Fig. 8 Taf. 41.

Die Turbine soll auf ein maximales Wasserquantum von 1500 Litern construirt werden, wobei das totale Gefälle von 1180 Millimetern durch

en Canal um 30 Millimeter und durch einen Rechen um 50 Millimeter, ammen also um 80 Millimeter vermindert und somit auf $h = 1{,}100$ llimeter reducirt wird.

Bei Niederwasserstand ist aus demselben Grunde das nützliche Ge- e 1,480 Meter — 80 Millimeter = 1,400 Meter.

Die Wasserkraft muß besonders im Winter bei Niederwasserstand r sorgfältig ausgenützt werden, doch soll die Turbine so wenig als glich kosten und in der Größe so beschaffen sein, daß sie in einem 00 Meter breiten Wasserkasten gut angebracht werden kann.

Die Turbine dient zum Betriebe zweier Gattersägen, Fraise, Band- e und einer Cementmühle und da somit ausschließlich Maschinen mit ßer Geschwindigkeit in Betrieb gesetzt werden müssen, so soll die rbine mit möglichst großer Tourenzahl angeordnet werden.

a) Erwägungen. Die Turbine soll billig sein, bei Niederwasser glichst vortheilhaft arbeiten und sich schnell drehen.

Billiger Preis und große Geschwindigkeit, sowie der Umstand, daß Turbine bei kleinem Gefälle (bei Hochwasser) eingetaucht arbeiten ß und daß diese Eintauchung auch bei mittlerem Wasserstande statt- det, weisen darauf hin, den Motor nach § 62 zu construiren; behufs gfältiger Ausnutzung des Wassers bei Klein- und Mittelwasser aber t der Vergrößung von a und v nicht zu weit zu gehen.

b) Die Größe der Turbine wird bedingt durch kleinstes $= 1100$ Meter und größtes zu benützendes Q von 1500 Litern.

Es ist $\sqrt{2gh} = \sqrt{19{,}6 \,.\, 1{,}100} = 4{,}645$ Meter.

c) Die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte des Leitrades rd $\Delta = \frac{Q}{0{,}85\sqrt{2gh}} = \frac{1{,}500}{0{,}85 \,.\, 4{,}645} = \frac{1{,}500}{3{,}944} = 0{,}3803$ □Meter.

d) Als mittleren Durchmesser wählen wir

$$D = 2{,}5\sqrt{\Delta} = 2{,}5\sqrt{0{,}3803} = 1{,}542 \text{ Meter};$$

für wir rund 1,500 Meter wählen.

e) Winkel a und β. Wir wählen $a = 30^0$ und $\beta = 180 - 2a = 0^0$ und wollen nun zusehen, was die Turbine bei diesen Verhältnissen sten wird.

f) Die Schaufeltheilung t sei $= \frac{D}{16} = \frac{1500}{16} = 94$ Milli- ter circa und somit die Schaufelzahl

$$= \frac{1500 \,.\, 3{,}1416}{94} = \frac{4712}{94} = \text{nahe } 50,$$

elche Zahl adoptirt wird.

Es ist daher die genaue Schaufeltheilung

$$t = \frac{4712}{50} = 94{,}24 \text{ Millimeter.}$$

g) Die Schaufeln des Leitrades sollen aus Eisenblech von 5 Millimeter Stärke angefertigt werden.

h) Die Höhe des Laufrades nehmen wir ziemlich groß und zwar zu 200 Millimetern an.

i) Die normale Weite s der Leitkanäle ergiebt sich zu

$$s = (t \sin a) - \text{Schaufeldicke} = (94{,}24 \,.\, 0{,}50) - 5 = 42{,}12$$

oder rund 42 Millimeter.

k) Die lichte Breite b der Leitkanäle an der Austrittstelle wird

$$b = \frac{A}{\text{s. Anzahl Canäle}} = \frac{0{,}3800}{0{,}042 \,.\, 50} = 0{,}181 \text{ Meter.}$$

l) U, u und u_1. Da die Turbine ganz ins Unterwasser eingetaucht ist, nehmen wir den Widerstand gegen den Austritt aus den Leitkanälen etwas größer an und zwar nehmen wir für

$$U = 0{,}95 \sqrt{2 g h} = 0{,}95 \,.\, 4{,}645 = 4{,}410 \text{ Meter.}$$

Es wird nun die relative Eintrittgeschwindigkeit

$$u = U \frac{\sin a}{\sin \beta} = 4{,}41 \frac{0{,}50}{0{,}866} = 2{,}546 \text{ Meter.}$$

Die relative Ausflußgeschwindigkeit u_1 wird (da kein Fallen durch die Radhöhe stattfindet)

$$u_1 = 0{,}96\, u = 0{,}96 \,.\, 2{,}546 = 2{,}444 \text{ Meter.}$$

m) Die Breite b_2 und b_3 der Radcanäle am Ein- und Austritt muß gewählt werden in Berücksichtigung des Umstandes, daß die Turbine, weil im Wasser watend und weil auch bei Mittelwasser noch theilweise eingetaucht arbeitend, mit begrenztem Strahle construirt sein muß, wobei keine Ventilation stattfinden kann.

Es wird daher

$b_2 = b + 10$ Millimeter $= 181 + 10 = 191$ oder rund 190 Millimeter.

Wir wählen keine zu große Ausweitung, indem wir nehmen

$b_3 = 2{,}2\, b = 2{,}2 \,.\, 181 = 398$ oder rund 400 Millimeter.

n) Die normale Weite s_1 der Radcanäle wird nun

$$s_1 = \frac{Q}{u_1 \,.\, \text{Anzahl Canäle} \,.\, b_3} = \frac{1{,}500}{2{,}444 \,.\, 50 \,.\, 0{,}400} = 0{,}0307$$

oder rund 31 Millimeter.

o) Die Schaufeln des Laufrades (aus Gußeisen) erhalten unten eine Dicke von 8 Millimetern.

p) Winkel y an der untern Radebene wird

$$\sin . y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t} = \frac{31 + 8}{94{,}24} = 0{,}413,$$

lchem Werthe ein Winkel y von $24^1/_2{}^0$ entspricht.

q) Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w wird ganz r doch nahe

$$w = u_1 \sin y = 2{,}444 \,.\, 0{,}414 = 1{,}012 \text{ Meter} = 0{,}217 \sqrt{2\,g\,h}.$$

r) Der Effectverlust durch w ist somit ohne Rücksicht auf die lich schiefe Richtung der äußern Strahlen

$= 0{,}217^2 = 0{,}047$ oder 4,7 Procent des absoluten Effectes.

Durch die schiefe Richtung der äußeren Wasserstrahlen beim Aus- tt aus den nach unten ausgeweiteten Radcanälen erhöht sich dieser rlust auf circa 6 Procent des absoluten Effectes. (Man sehe hier- er § 64).

Dieser Austrittverlust ist nicht sehr groß und es kann die Turbine übrigens guten Verhältnissen ohne Eintauchung arbeitend immerhin bis 75% und dagegen bei eingetauchter Turbine circa 67 bis 70% s theoretischen Effectes leisten.

s) Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v n obern Radumfang ist für 1,100 Meter Gefälle

$$v = U \frac{\sin c}{\sin \beta} = U \frac{\sin 30^0}{\sin 120^0} = 4{,}41 \frac{0{,}50}{0{,}866} = 2{,}546 \text{ Meter}$$

$$\text{oder} = 0{,}548 \sqrt{2\,g\,h}.$$

Für die untere Radebene dagegen wäre die vortheilhafteste Umfangs- schwindigkeit

$$v = u_1 \cos y = 2{,}444 \cos 24^1/_2{}^0 = 2{,}444 \,.\, 0{,}909 = 2{,}221 \text{ Meter}$$

$$\text{oder } 0{,}48 \sqrt{2\,g\,h}.$$

Diese letztere Umfangsgeschwindigkeit wäre somit gegenüber der oben haltenen von $0{,}548 \sqrt{2\,g\,h}$ zu klein und es müßte die Turbine geän- rt werden, wenn das Gefälle jederzeit nur 1,100 Meter betragen ürde.

Wir haben dagegen hier, bevor wir eine Aenderung der gefundenen rhältnisse vornehmen, erst nachzusehen, wie die Sache sich bei dem ößern Gefälle verhält.

t) Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit v i dem größern Gefälle von 1,400 Metern ergiebt sich wie folgt:

Es ist hier, da die untere Leitradebene 250 Millimeter über dem nterwasserspiegel liegt, das Druckgefälle

$$h_2 = 1{,}150 \text{ Meter und } \sqrt{2\,g\,h_2} = 4{,}750 \text{ Meter.}$$

Die Ausflußgeſchwindigkeit U iſt $U = 0{,}96\sqrt{2gh}$ (weil keine Tauchung ſtattfindet) oder U = 4,56 Meter; ferner

$$u = U\frac{\sin a}{\sin \beta} = 4{,}56\,\frac{0{,}50}{0{,}866} = 2{,}632 \text{ Meter.}$$

Hieraus ergiebt ſich nun

$u_1 = 0{,}96\sqrt{u^2 + 2gi_1} = 0{,}96\sqrt{2{,}632^2 + 19{,}6\,.\,0{,}200} = 3{,}160$ Meter.

Die vortheilhafteſte Umfangsgeſchwindigkeit an der obern Radebene wird nun:

$$v = U\frac{\sin c}{\sin \beta} = 4{,}56\,\frac{0{,}50}{0{,}866} = 2{,}632 \text{ Meter}$$

und dagegen die vortheilhafteſte Geſchwindigkeit v an der untern Radebene

$$v = u_1 \cos . y = 3{,}160\,.\,0{,}909 = 2{,}8724 \text{ Meter.}$$

u) Die vortheilhafteſte mittlere Umfangsgeſchwindigkeit ergiebt ſich nun durch Vergleichung der obigen Reſultate:

Vorerſt erſieht man, daß bei den unſerer Berechnung zu Grunde gelegten Daten für das kleinere Gefälle der vortheilhafteſte Werth von v an der untern Radebene kleiner iſt als derjenige an der obern Radebene.

Umgekehrt iſt bei dem größern Gefälle das vortheilhafteſte v an der untern Radebene größer als dasjenige an der obern Radebene.

Es ergiebt ſich daraus, daß beide Werthe von v (an der obern und untern Radebene) bei einem mittlern Werth des Gefälles ziemlich gut mit einander ſtimmen dürften, wovon wir uns indeſſen noch näher überzeugen wollen.

Es iſt bei dem mittlern Gefälle von 1,250 Metern (wobei bereits Tauchung ſtattfindet) das Druckgefälle wie oben = 1,150 Meter und daher auch U = 4,560 Meter und u = 2,632 Meter.

Da nun der Unterwaſſerſpiegel bei dem vorliegenden Gefälle bis auf 100 Millimeter unter die untere Leitradebene hinaufreicht, ſo fällt das Waſſer im Laufrade noch durch eine Höhe von 100 Millimetern herunter und es wird daher u_1 größer als u und zwar iſt:

$$u_1 = 0{,}96\sqrt{2{,}632^2 + 19{,}6\,.\,0{,}100} = 2{,}980 \text{ Meter.}$$

Es ergiebt ſich nun die vortheilhafteſte Umfangsgeſchwindigkeit für den obern Radumfang zu

$$v = U\frac{\sin c}{\sin \beta} = 4{,}56\,\frac{0{,}50}{0{,}866} = 2{,}632 \text{ Meter,}$$

dagegen wird das vortheilhafteſte v für den untern Radumfang

$$v = u_1 \cos y = 2{,}98\,.\,0{,}909 = 2{,}700 \text{ Meter;}$$

demnach ſehr nahezu gleich groß wie v am obern Umfang.

Giebt man daher der Turbine die mittlere Geschwindigkeit

$$v = \frac{2872 + 2221}{2} = 2{,}546 \text{ Meter}$$

ittel zwischen der größten und kleinsten gefundenen vortheilhaftesten chwindigkeit), so ist damit allen Anforderungen entsprochen, welche üglich der richtigen Wahl von v an eine Turbine gestellt werden nen.

§ 64.

ber den Einfluß der seitlichen Ausweitung des Rad-Querschnittes der Girard-Turbinen.

Durch die seitliche Erweiterung (Verbreiterung) des Radquerschnittes h unten wird auch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w etwas größer, l die Richtung dieser Geschwindigkeit nicht mehr senkrecht (parallel Achse) gerichtet ist.

Es glauben daher viele, daß der Nutzen dieser seitlichen Ausweitung nur illusorischer sei, indem durch den schiefen Austritt wieder ver- en gehe, was man durch die Verkleinerung des Austrittswinkels y onnen habe.

Ohne uns hier über lange Erörterungen einzulassen, wollen wir Nachstehenden den durch die seitliche Ausweitung verursachten Effect- winn aufsuchen und die Ziffern hierüber sprechen lassen.

Unsere Aufgabe zerfällt in drei Theile. 1) haben wir nachzusehen, eviel der Austrittswinkel y bei Anwendung der seitlichen Ausweitung iner gehalten werden könne als ohne Anwendung dieser Ausweitung. ist der Effectgewinn zu bestimmen, welcher aus dem kleinern Winkel resultirt. 3) ist der Effectverlust zu berechnen, welcher durch die liche Ausweitung direct entsteht und von dem oben unter 2) erhaltenen fectgewinn abzuziehen, wonach man über den Einfluß der seitlichen sweitung im Klaren ist.

Wir wollen die Rechnung gleich an der zuletzt behandelten Turbine vorigen Paragraphen durchführen, welcher Motor eine mäßige 2fache) seitliche Ausweitung des Laufradquerschnittes aufweist.

Erstes Beispiel bei mäßiger Ausweitung.

Die erwähnte Turbine für $h = 1{,}100$ Meter bis 1,400 Meter und $= 1500$ Liter max. hat folgende Dimensionen der Leit- und Radcanäle: $= 30°$. $y = 24\frac{1}{2}°$. $b = 181$ Millimeter. $b_2 = 187$ Millimeter. $b_3 = 400$ Millimeter. $i_1 = 200$ Millimeter.

Ohne die seitliche Ausweitung würde sein $b_3 = b_2 = 187$ Milli-

meter und es würde werden (da u_1 bei kleinem Gefälle etwas kleiner ist als u, wogegen b_2 etwas größer ist als b, was sich hinsichtlich der nöthigen s_1 aufhebt)

$$s_1 = s\frac{U}{u_1} = \frac{42 \cdot 4{,}41}{2{,}444} = 75 \text{ Millimeter.}$$

Da nun s_1 + Schaufeldicke = t sin y und $\sin y = \frac{s_1 + \text{Schaufeldicke}}{t}$;

so wird $\sin y = \frac{75 + 8}{94{,}24} = 0{,}880$ und es würde sein Winkel $y = 62^0$.

Daraus ergiebt sich nun der Werth, welchen w ohne Anwendung der seitlichen Ausweitung erhalten mußte, zu

$$w = u_1 \sin y = 2{,}444 \sin 62^0 = 2{,}444 \cdot 0{,}88 = 2{,}150 \text{ Meter}$$

$$\text{oder} = \frac{2{,}150}{4{,}645} = 0{,}463\sqrt{2\,g\,h}.$$

Der Effectverlust durch die absolute Geschwindigkeit w wäre somit $= 0{,}463^2 = 0{,}214$ oder volle 21,4% des absoluten Effectes.

Dagegen wurde bei Anwendung der seitlichen Ausweitung dieser Verlust (vermöge des kleinen Werthes von y) gefunden zu 4,7%.

Es ergiebt somit die Ausweitung einen Effectgewinn durch kleineres w von $21{,}4 - 4{,}7 = 16{,}7\%$ des absoluten Effectes.

Nun haben wir noch den Effectverlust hievon abzurechnen, welcher dadurch entsteht, daß bei Anwendung der seitlichen Ausweitung die Wasserstrahlen das Laufrad nicht alle in achsialer Richtung nach der Linie a b Fig. 9 Taf. 41, sondern auch theilweise in schiefer Richtung c d, e f u. s. w. verlassen.

Es ist daher der mittlere Werth von w nicht dem mittleren Wasserfaden a b entsprechend, sondern größer.

Um diese Vermehrung von w zu bestimmen, theilen wir die obere und untere Radbreite in eine gleiche Anzahl gleicher Theile ein und ziehen c d e f u. s. w.

Messen wir nun die Längen der verschiedenen Linien a b, c d u. s. w. (in der Fig. sind diese Längen in Millimetern eingeschrieben), so drücken diese Zahlen den relativen Werth von w an den verschiedenen Stellen des Querschnittes aus und es entspricht jedem von 2 Linien begrenzten Felde ein Werth von w, welcher gleich ist dem arithmetischen Mittel der den Begrenzungslinien entsprechenden Ziffern. Dieser Werth ist in Fig. 9 in jedem Felde eingeschrieben.

Addirt man die Ziffern sämmtlicher Felder

$$38 \quad 36\tfrac{1}{4} \quad 34\tfrac{3}{4} \quad 33\tfrac{3}{4} \quad 33\tfrac{1}{4},$$

so erhält man die Ziffer 176 und dividirt man diese durch die Anzahl 5

r Felder, so ergiebt sich als wirklicher mittlerer Werth von w für n ganzen Querschnitt

$$w = \frac{176}{5} = 35{,}2 .$$

Da der Werth von w für den mittleren Wasserfaden ab = 33 ist, wird vermöge des seitlich schiefen Austrittes durch die Ausweitung r mittlere Werth von w vermehrt um

$$\frac{35{,}2}{33} = 1{,}066 \text{ oder um } 6{,}6 \text{ Procent des theoretischen Werthes.}$$

Der Verlust durch den Werth von w für den mittlern Wasserden war aber nach obiger Rechnung = 4,7% des absoluten Effectes.

Die seitliche Ausweitung vermehrt diesen Verlust auf

$$1{,}066^2 . 4{,}7 = 5{,}38\% \text{ des absoluten Effectes.}$$

Durch den seitlichen schiefen Austritt bei Anwendung der Ausweitung entsteht daher nur ein Effectverlust von 5,38 — 4,7 = 0,68% s absoluten Effectes.

Der schließliche Effectgewinn durch die seitliche Ausweitung ist aher gleich 16,7 — 0,68 = volle 16% des absoluten Effectes.

Man ersieht daraus den ungeheuren Vortheil der großen (zuerst on Girard in so durchgreifender Weise eingeführten) seitlichen Ausweitung des Laufradquerschnittes.

Dieser Vortheil ist in der That weit größer als man bei oberflächlicher Betrachtung zu glauben geneigt ist.

§ 65.

Die Grenze der seitlichen Ausweitung des Radquerschnittes.

Wir wollen diesen Gewinn nun auch noch für eine sehr starke fache Ausweitung b3 = 4b bestimmen, um einen Anhaltspunkt zu aben, wie groß die Ausweitung überhaupt werden darf, ohne Nachtheile n Gefolge zu haben, welche die Vortheile wieder aufheben.

Sei Fig. 11 Taf. 41 der Querschnitt des Laufrades und ab, cd, f die Richtung und Größe der absoluten Geschwindigkeiten des Wasserustrittes an den verschiedenen Stellen des Querschnittes. Es drücken ieder die mit dem Maßstabe gemessenen Längen der Linien ab cd ꝛc. Millimetern die Größe der Geschwindigkeiten w aus.

Die sich hieraus ergebenden mittlern Geschwindigkeiten eines zwischen bei Linien liegenden Feldes sind in Fig. 11 eingeschrieben.

Addirt man diese mittlern Werthe von w der einzelnen Felder

und dividirt durch die Anzahl der Felder, so erhält man die Zahl 44,6 als mittlern Werth von w für den gesammten Radquerschnitt.

Der Werth von w für den mitlern Wasserfaden a b ist aber 34,5. Durch die Ausweitung (und zwar die sehr starke 4fache) wird somit der Werth von w um das $\frac{44,6}{34,5} = 1,29$fache vermehrt und da der Effectverlust mit dem Quadrat der Geschwindigkeit w zunimmt, wird dieser Effectverlust $1,29^2 = 1,664$ mal so groß, als er ohne die Ausweitung sein würde.

Nun wird eine so starke Ausweitung nur da angewendet, wo es sich darum handelt, sehr kleine Werthe der Winkel a und y zu erhalten.

Bei solchen Werthen von a und y (14 bis 16°) wird aber der Effectverlust durch den auf den mittlern Wasserfaden a b bezogenen Werth von w sehr gering und zwar gleich 3 bis 4% des absoluten Effectes.

Durch die Ausweitung wird nun dieser Verlust auf das 1,66fache, d. h. auf $4\frac{1}{2}$ bis 5% des absoluten Effectes erhöht. Dieser Verlust ist indessen noch äußerst gering gegenüber dem Gewinn, welcher durch die Ausweitung vermöge des kleinen Winkels y erzielt wird.

Bei der 4fachen Ausweitung würde nämlich bei der bereits oben betrachteten Turbine der Winkel y von $24\frac{1}{2}°$ auf 15° ($s_1 = 31$ Millimeter auf $s_1 = 17$ Millimeter) reducirt werden können, wobei w nur $\frac{2}{3}$ des oben erhaltenen Werthes und der Effectverlust (auf den mittlern Faden bezogen) nur $\frac{2}{3} \cdot \frac{2}{3} = \frac{4}{9}$ des obenerhaltenen betragen würde.

Dieser Verlust wurde oben zu 4,7% des absoluten Effectes gefunden; er würde somit bei 4facher Ausweitung einerseits durch den kleinern Winkel y vermindert auf $\frac{4}{9} \cdot 4,7 = 2,1$% des absoluten Effectes, dagegen aber durch den schiefern Austritt im Querschnitte wieder um das 1,66fache, d. h. auf $2,1 \cdot 1,66 = 3,48$% erhöht.

Es ist somit bei 4facher Ausweitung des Rades der wirkliche mittlere Verlust durch w = 3,48% und bei 2,2facher Ausweitung 5,38% des absoluten Effectes.

Durch die Vermehrung der Ausweitung von der 2,2fachen auf die 4fache wird somit nur ein Gewinn an Effect erzielt von

$$5,38 - 3,48 = 1,9\%.$$

Diese Gewinn-Zunahme ist also schon sehr klein und wenn man dabei bedenkt, daß durch die so bedeutende (4fache) Ausweitung die Reibungsfläche wesentlich vermehrt wird, so ist diese starke Vermehrung der Ausweitung ohne Nutzen. Dagegen ist, wie bereits oben gefunden, eine 2,2- bis 3fache schließlich auch $3\frac{1}{2}$fache Ausweitung von ganz bedeutendem Vortheil. Eine mehr als $3\frac{1}{2}$fache Ausweitung dagegen darf

ter keinen Umständen angewendet werden, denn es nimmt über die 3- bis
/2fache Ausweitung hinaus der Gewinn an Effect wieder ab, wie man
det, sobald man die Vermehrung der Reibungswiderstände durch ver-
ößerte Fläche und vermehrtes w berücksichtigt.

Das Maximum an Effectgewinn durch die Ausweitung liegt bei
er $2^1/_2$- bis 3fachen Ausweitung.

Diese Ausweitung ist somit keineswegs willkürlich zu wählen; sie
keine Nebensache, sondern ein Haupt-Constructionselement für die
irard-Turbine, deren gute Wirkung ohne die Ausweitung unmöglich ist.

§ 66.

eber das Verhältniß der Schaufelzahlen im Leit- und Laufrad einer Girardturbine.

Sei Tafel 10 das Lauf- und Leitrad einer Girardturbine. Die
rmale Weite der Leitcanäle ist $32^1/_2$ Millimeter. Durch den Quer-
nitt von dieser normalen Weite ist das Wasser bestrebt mit einer Ge-
windigkeit von $0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}$ auszufließen und diese Geschwindigkeit
nn nur dadurch vermindert werden, daß das Wasser durch ein Hinder-
ß in seinem freien Ausfluß aufgehalten wird.

Ein solches Hinderniß bilden nun (§ 17) die unter den Leitcanälen
rbeigehenden Schaufelkanten des Laufrades.

Die Wirkung dieser Schaufelkanten auf den Austritt des Wassers
us dem Leitrade kann man sich nun in verschiedener Weise vorstellen.

1) Man kann annehmen, daß durch diese Schaufelkanten die wirk-
che totale Weite $s = 32^1/_2$ Millimeter um die nach § 17 berechnete
erengung vermindert werde, wobei das Wasser durch den reducirten
uerschnitt der Leitcanäle mit der vollen Geschwindigkeit $0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}$
usfließt.

Dies ist die Voraussetzung, auf welche wir bisher unsere Con-
ructionsregeln gestützt haben, soweit sie sich auf die Dimensionen der
eitcanäle beziehen.

2) Man kann voraussetzen, daß durch den freien Querschnitt der
eitcanäle von $32^1/_2$ Millimeter normaler Weite das Wasser mit der
ollen Geschwindigkeit $0{,}96\sqrt{2\,g\,h_2}$ austrete, sobald die normale Weite
er Laufradcanäle am Eintritt groß genug ist, um das aus dem Leit-
ad fließende Wasser ungehindert durchzulassen.

In diesem Falle müßte die Summe der normalen Eintrittquer-
chnitte Δ_2 des Laufrades multiplicirt mit der relativen Eintrittgeschwin-

digkeit u mindestens gleich sein der Summe der normalen Ausflußquerschnitte Δ des Leitrades multiplicirt mit der Ausflußgeschwindigkeit U.

Welche von diesen beiden Voraussetzungen 1) und 2) die richtigere ist, ist bei der unmittelbaren Nähe der Laufradschaufelkanten an den Ausflußöffnungen des Leitrades in der That nicht leicht zu sagen, doch scheint die letztere Annahme insofern die richtigere zu sein, als den angestellten Versuchen nach die aus dem Leitrade fließende Wassermenge einer Turbine größer wird, wenn die Anzahl der Leitschaufeln größer ist als diejenige der Radschaufeln, was offenbar nur daher rühren kann, daß in diesem Falle die Summe der normalen Querschnitte Δ_3 am Eintritt in das Laufrad größer ist, als wenn die Schaufelzahl des Laufrades größer wäre. Es ist daher durchaus nicht gleichgültig, ob das Leitrad mehr oder weniger und ob es dickere oder dünnere Schaufeln erhalte als das Laufrad.

Ist die Schaufelzahl beider Räder gleich groß und erhält das Leitrad eisenblechene Schaufeln von 4 bis 6 Millimeter Dicke, das Laufrad dagegen gußeiserne Schaufeln von 7 bis 9 Millimeter Dicke an der obern Radebene, so ist die Projection der Leitschaufeldicke auf die Spalte unter dem Winkel y jederzeit sehr nahe gleich der Projection der Radschaufeldicke auf die Spalte unter dem Winkel β. Es entspricht in diesem Falle die normale Weite der Laufradcanäle an der Eintrittstelle genau derjenigen der Leitcanäle an der Austrittstelle; es ist daher erstere groß genug.

Wenn dagegen das Laufrad eine größere Schaufelzahl erhält als das Leitrad, so ist die normale Weite der Radcanäle an der Eintrittstelle zu klein gegenüber derjenigen der Leitcanäle am Austritt. Eine solche Turbine ist daher fehlerhaft construirt und kann das aus dem Leitrade fließende Wasser nicht durchlassen; es fließt vielmehr ein Theil des Wassers durch die Spalte aus, wobei in der Spalte Ueberdruck entsteht. Dies ist ein bei Girard-Turbinen häufig vorkommender Fehler, welcher sorgfältig vermieden werden soll.

Man kann daher sehr wohl die Anzahl der Leitcanäle größer wählen als diejenige der Radcanäle, weil dabei der Durchflußquerschnitt der Radcanäle am Eintritt Δ_3 u größer wird als derjenige der Leitcanäle Δ u.

Dies Letztere ist aber eine Bedingung zur Realisirung der freien Abweichung. Der Wasserstrahl soll auch am Eintritt in die Radcanäle etwas freien Spielraum haben, nicht nur beim Austritt aus den Radcanälen.

Am vortheilhaftesten wird eine Turbine arbeiten, wenn die Leitschaufeln an der Austrittstelle dünn sind, so daß die einzelnen ausfließen-

n Wasserstrahlen zusammen einen möglichst continuirlichen Strahl den; wenn ferner die auf der Spaltenebene gemessene horizontale eite der Radcanäle etwas größer ist als die in derselben Ebene ge-ssene horizontale Weite der Leitcanäle. Unter allen Umständen aber chte man die folgende Regel:

Regel.

Die Anzahl der Laufradcanäle oder der Rad-aufeln darf unter keinen Umständen größer sein als ejenige der Leitcanäle oder der Leitschaufeln.

Zur Vermeidung oder doch zur Verminderung der Wasserstöße ver-sacht durch die Radschaufelkanten sowie zur Verminderung der Aus-ßverengung der Leitcanäle wird es angezeigt sein, die Laufradschaufeln der obern Radebene nach Fig. 1 Taf. 41 in der Richtung des lativen Wassereintrittes möglichst zuzuschärfen. Dagegen hat man durch g gestellte Rechen dafür Sorge zu tragen, daß keine größern Gegen-inde, Holzstücke, Aeste und dergl. in die Turbine gelangen können, eil die so stark zugeschärften Schaufeln sonst sehr leicht ausgebrochen erden.

Es mag noch besonders betont werden, daß die Zuschärfung nicht der absoluten Richtung, in welcher das Wasser aus den Leitcanälen usfließt, sondern in der relativen Richtung u, in welcher das Wasser die Radcanäle eintritt, vorgenommen werden muß.

§ 67.

Ueber die Schaufelform der Girardturbinen mit verticaler Achse (verticalem Wasserdurchfluß.)

Noch weit mehr als bei der Jonvalturbine ist hier darauf zu achten, aß jede plötzliche Krümmung der Canäle vermieden werde, weil das Wasser ohne irgend welchen Ueberdruck frei abweichend der concaven chaufelfläche entlang gleiten und mit einer relativen Geschwindig-eit das Laufrad verlassen soll, welche möglichst wenig von der relativen intrittsgeschwindigkeit abweicht.

Es giebt Turbinenbauer, welche glauben, daß es genüge, wenn das Wasser mit möglichst kleiner absoluter Geschwindigkeit das Laufrad ver-asse. Die möglichst kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit ist freilich eine nerläßliche Bedingung eines guten Effectes, allein es ist dabei voraus-esetzt, daß diese kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit durch die Ab-enkung allein und nicht durch die Nebenhindernisse hervor-ebracht werde.

Aus dieſem Grunde müſſen die Schaufeln möglichſt glatt und dürfen die Canäle nirgends plötzlich gekrümmt ſein.

In dieſer Hinſicht ſind die Schaufelformen der Turbinen auf Taf. 10 und 11 als Muſter zu empfehlen.

Bei Anwendung der Schaufelformen nach Typus Taf. 10 hat man ſich indeſſen vor einem groben Fehler zu hüten, daß man nämlich Fig. 2 Taf. 41 bei nicht auf eine längere Strecke parallelen Schaufelenden als wirkliche normale Weite der Radcanäle am Austritt nicht etwa den Abſtand a b, ſondern denjenigen c d betrachtet.

Dieſer letzte Abſtand c d iſt die wirkliche freie normale Ausflußweite. Durch Nichtbeachtung dieſes wichtigen Punktes iſt ſchon manche ſonſt gute Turbine vollſtändig verdorben worden, und zwar weniger, weil das Waſſer nicht ungehindert aus dem Laufrade ausfließen konnte, ſondern weil die Schaufel c a in ihrer Fortbewegung gegen den ausfließenden Waſſerſtrahl ſchlagen und denſelben in der in Fig. 5 Taf. 41 angegebenen Weiſe ablenken muß, wodurch ein Theil der an das Rad abgegebenen Kraft wieder verloren geht.

Es wird dabei freilich auch eine Anſtauung des Waſſers im Laufrade, ſomit Ueberdruck erzeugt, wobei eine bedeutende Waſſermenge durch den Spalt und die Ventilirungs-Canäle abfließt.

Am ſicherſten geht man jederzeit, wenn man die untern Enden der Schaufeln eine Strecke weit parallel macht, wie Taf. 10 zeigt, wobei man den kürzeſten Abſtand der verlängerten Parallelen als normale Weite annimmt.

In jedem andern Falle wird die wirkliche normale Weite dadurch gefunden, daß man die jederzeit parallelen Tangenten an das letzte Schaufelelement zieht und nach Fig. 2 Taf. 41 den kürzeſten Abſtand dieſer Tangenten als normale Weite nimmt.

Im Uebrigen hält es der Verfaſſer als überflüſſig, ſich über die verſchiedenen geſetzmäßig gebildeten Schaufelformen auszulaſſen. Es iſt dem Waſſer höchſt gleichgültig, ob es durch einen geſetzmäßig gebildeten oder durch einen andern krummen Canal fließen muß, ſobald die Krümmung nur ſo ſanft als möglich iſt oder der Strahl ſich an allen Stellen ungehindert entwickeln kann. Letzteres iſt dann der Fall, wenn der Querſchnitt der Laufradcanäle an allen Stellen der Radhöhe größer iſt als der Querſchnitt des Strahles, wonach man (nach den Beiſpielen des § 59) die Ausweitung des Radquerſchnittes nach unten zu wählen hat. Um übrigens auch den Anforderungen der Schule gerecht zu werden, ſoll ſpäterhin auch die geſetzmäßige Entwickelung der Schaufelformen aus dem abſoluten Waſſerwege behandelt werden.

§ 68.

Der Einfluß der seitlichen Ausweitung des Laufrades.

Nach den Erörterungen des vorhergehenden Paragraphen ist eine 2- bis 3fache Ausweitung des Leitrades am vortheilhaftesten, indem bei einer größern Ausweitung die größern Reibungswiderstände den Gewinn an Effect durch kleinere absolute Geschwindigkeit w mehr als aufwiegen.

Dies ist indessen nur unter der Voraussetzung richtig, daß das Wasser bei seinem Durchfluß durch das Laufrad die verschiedenen Richtungen a b, c d, e f (Fig. 11 Taf. 41) in der Weise durchfließe, daß es in derselben Zeit von a nach b, von c nach d und von e nach f gelangt. Dies ist aber nur dann möglich, wenn die relative Geschwindigkeit des Wassers z. B. auf dem Wege e f größer ist als auf demjenigen a b.

Die Frage ist nun die, ob dieses wirklich der Fall sei und wodurch die Beschleunigung des Wassers gegen die Radkränze zu entstehe, da im Innern des Laufrades ja doch kein Ueberdruck vorhanden sein soll.

Würde das Wasser die Richtung e f nur mit derselben Geschwindigkeit durchfließen, mit welcher es a b durchfließt, so würde die Ausweitung des Rades gar kein vermehrtes w zur Folge haben.

Wenn man die Art und Weise betrachtet, wie die Wasserstrahlen in das Laufrad eintreten, und den Druck auf die Schaufeln berücksichtigt, welchen das Wasser bei seiner Ablenkung ausübt, so wird man leicht finden, daß dieser Druck das Wasser seitwärts auseinandertreiben muß.

Der Druck pflanzt sich in dem zusammengepreßten Wasserstrahlen nach beiden Seiten fort und es geht der Strahl, so lange er durch nichts verhindert wird, fächerförmig auseinander und wird somit auch der seitlichen Ausweitung des Rades folgen, so lange dieselbe nicht allzu plötzlich d. h. nicht allzugroß ist.

Dieser Vorgang entzieht sich der Berechnung; doch ist es Thatsache, daß das Wasser bei einer nicht mehr als dreifachen Ausweitung des Rades bei einer Radhöhe $i_1 = b_2$ (Fig. 11) der Ausweitung wirklich folgt.

Vermöge seiner Pressung auf die Schaufeln in horizontaler Richtung hat der Wasserstrahl das Bestreben, sich seitwärts auszubreiten, so lange diese Pressung fortdauert. Während der Ausbreitung ist indessen auch der Druck des Wassers auf die Schaufeln kleiner, als er ohne diese Ausbreitung sein würde, dagegen ist der vom Wasser durchlaufene Weg

gegen den äußern und innern Radumfang hin größer als er ohne Ausweitung sein würde, wenn auch nicht in demselben Maße.

Der bei e ins Laufrad eintretende Wasserfaden durchfließt vermöge seiner relativen Eintrittsgeschwindigkeit u in derselben Zeit die Höhe des Laufrades wie der bei a eintretende Wasserstrahl.

Durch den Druck des Wassers in horizontaler Richtung gegen die Schaufelfläche wird aber ein bei e eintretendes Wassertheilchen gleichzeitig um einen Abstand m n in horizontaler Richtung fortgestoßen, so daß es den Weg e f in derselben Zeit durchfließt, in welcher der mittlere Faden den Weg a b läuft.

Es ist natürlich, daß der Wasserstrahl das Bestreben hat, in jedem Abstand von der Mittellinie a b die nämliche Dicke beizubehalten. So lange indessen die seitliche Ausweichung des Wassers stattfindet, tritt ein Beharrungszustand nicht ein und es ist die Dicke des Strahles an der Austrittstelle in der Mitte a b des Querschnittes größer als bei f und am innern Radumfange.

Der ganze Hergang ist sehr zusammengesetzter Art und es ist nach den obigen Bemerkungen leicht erklärlich, daß es zur Realisirung der freien Abweichung mit geformtem Strahle keineswegs genügt, den Querschnitt am Austritt des Laufrades der ganzen durch das Rad fließenden Wassermenge entsprechend zu wählen, und daß man überhaupt bei jeder Girard-Turbine eine Anstauung des Wassers im Laufrade nur dadurch verhindern kann, daß man den freien Spielraum zwischen Wasserstrahl und convexer Schaufelhöhe groß genug wählt.

Die obigen Erörterungen könnten auch denjenigen Herren Technikern als Fingerzeig dienen, welche nicht glauben wollen, daß in einer auch sehr gut construirten Turbine mehr als 20% vom absoluten Effect der Wasserkraft verloren gehen können.

Es giebt außer den oben nur flüchtig berührten Störungen noch eine große Anzahl Abweichungen und Unregelmäßigkeiten in der Bewegung des Wassers, welche man bei oberflächlicher Betrachtung nicht so leicht überblickt und welche die möglichst vollkommene Construction eines solchen Motors zu einer so schwierigen Sache machen, daß die Entwickelung dieser Motoren noch bei Weitem nicht etwa schon ihr Ende erreicht hat.

Wir werden in den folgenden Paragraphen einige der wichtigsten dieser Abweichungen betrachten und die Mittel aufsuchen, welche zu deren Beseitigung oder Verminderung dienen.

§ 69.

Die Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Girardturbinen mit verticaler Achse (verticalem Wasserdurchflusse).

Aehnlich wie bei der Jonvalturbine (von welcher die Girardturbine nur ein specieller Fall ist) ist bei der bisher allgemein üblichen Schaufelconstruction nur am mittlern Umfange des Rades eine vollkommene Uebereistimmung zwischen den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen der Turbine vorhanden, während am äußern und innern Umfange des Rades Abweichungen stattfinden, die im Nachstehenden betrachtet werden sollen.

Die Abweichungen wachsen vom mittlern Radumfange nach Innen und Außen gegen die Radkränze zu und sind wesentlich anderer Art als bei der Jonvalturbine, weil das Wasser an allen Stellen der Radbreite mit ein und derselben Geschwindigkeit aus den Leitcanälen austritt, ob an dieser Stelle eine Abweichung der oben erwähnten Art stattfinde oder nicht.

Wenn das aus dem Leitrade tretende Wasser am innern und äußern Radumfange auch nur mit ziemlich starkem Stoße in das Laufrad eintreten kann, so wird bei einer halbwegs richtig construirten Turbine dieser Stoß doch nicht so stark ausfallen, daß die Durchflußgeschwindigkeit sich in dem Maße vermindert als nöthig ist, um den Durchfluß unmöglich zu machen, resp. das Wasser im Laufrad förmlich anzustauen.

Es giebt zwar viele so fehlerhaft construirte Turbinen, welche in Folge zu kleiner Oeffnungen am Laufradaustritt das Wasser wirklich anstauen, wodurch im Laufrade Ueberdruck entsteht und somit die Ausflußgeschwindigkeit aus den Leitcanälen vermindert wird. (Voriger Paragraph.)

Allein diese von vorn herein fehlerhaft angelegten Turbinen wollen wir außer Acht lassen und unsere Aufmerksamkeit nur richtig angelegten Motoren schenken, bei welchen das Princip der freien Abweichung gehörig durchgeführt und der nöthige theoretische Spielraum zwischen Wasserstrahl und convexer Schaufelfläche groß genug ist. (Man vergleiche auch den vorhergehenden Paragraphen.)

In diesem Falle wird eine Verminderung der relativen Durchflußgeschwindigkeit in Folge des nicht stoßfrei stattfindenden Wassereintrittes in das Laufrad nicht so groß werden können, daß die Canäle vom Wasser ganz ausgefüllt werden und die Wirkung durch freie Abweichung gestört wird.

Aus diesem Grunde wird bei einer richtig construirten Girardturbine ungeachtet der Winkeldifferenzen am innern und äußern Radumfang das Wasser an sämmtlichen Stellen der Radbreite mit ein und derselben Geschwindigkeit ausfließen (was eben bei der Jonvalturbine nicht der Fall war).

§ 70.

Art und Größe der Winkeldifferenzen.

Wir legen unsern Betrachtungen eine Turbine von 1,100 Meter mittlerm Durchmesser, 100 Millimeter Breite b der Leitcanäle, 100 Millimeter Breite b_2 der Radcanäle am Eintritt und 320 Millimeter Breite b_3 der Radcanäle am Austritt zu Grunde. Fig. 5 Taf. 42 zeigt den Querschnitt, Fig. 6 Taf. 42 den Schaufelschnitt der Turbine, welche für eine ganz normale Anlage mit 9,66 Meter Gefälle und 900 Liter Wasser per Secunde construirt worden ist.

Die Breite b ist mit 100 Millimeter für den mittlern Durchmesser $D = 1{,}100$ Meter eine mäßige und die zu betrachtenden Differenzen werden daher auch mäßige Werthe haben.

Die Fig. 1 und 2 Taf. 42 stellen nun die fraglichen Differenzen dar und zwar für den innersten und äußersten Radumfang im Vergleiche zu den Winkeln am mittleren Umfange. Der Winkel a Fig. 1 Taf. 42 der Leitschaufeln ist am innern Umfange des Rades um circa $1^1/_2{}^0$ größer als am mittlern Umfange; umgekehrt ist Winkel a am äußern Umfange um nahe $1^1/_2{}^0$ kleiner als am mittlern Umfange.

Die Umfangsgeschwindigkeit v ist am mittlern Umfange $= 0{,}48\sqrt{2\,g\,h}$; am innern Umfange $0{,}436\sqrt{2\,g\,h}$ und am äußern Umfange $= 0{,}523\sqrt{2\,g\,h}$.

Trägt man diese Werthe nach Fig. 1 auf und zieht die relativen Eintrittrichtungen $i - z$, welche denselben entsprechen, so ergiebt es sich (unter Berücksichtigung eines constanten Werthes von U) daß alle diese den verschiedenen Radumfängen entsprechenden relativen Eintrittrichtungen unter sich parallel sind, daß somit die Richtung des relativen Eintrittes ein und dieselbe bleibt.

Es ist die relative Eintrittrichtung ungeachtet der Winkeldifferenzen an allen Stellen des Radumfanges ein und dieselbe. Dagegen ist die Größe der relativen Eintrittgeschwindigkeit u am innern Radumfange wesentlich größer und diejenige am äußern Radumfange wesentlich kleiner als am mittlern Radumfange.

Beim Laufrade (Fig. 1 untere Hälfte) ist der Winkel β am innern

adumfange kleiner, am äußern dagegen größer als am mittlern Umfange
d es folgt nun daraus, daß, wenn am mittlern Umfange das Waſſer
ßfrei eintritt (relative Eintrittrichtung mit Winkel β zuſammenfällt)
s am innern und äußern Umfange nicht mehr der Fall ſein kann.

Es wird ſomit das Waſſer an allen Stellen der Radbreite außer
mittlern Radumfange mit Stoß in das Laufrad eintreten und zwar
nmt die Größe dieſes Stoßes mit der Winkeldifferenz vom mittlern
dumfange gegen den innern und äußern Radumfang ſtetig zu und
rd um ſo größer, je größer die relative Breite $\frac{b}{D}$ der Turbinencanäle
Verhältniß zum mittlern Durchmeſſer der Turbine iſt.

Bei mittlern Conſtructionsverhältniſſen iſt die Differenz der Winkel
am innern und äußern gegenüber dem mittlern Radumfange eine ſo
inge, daß ſie bezüglich der praktiſchen Ausführung beinahe als innerhalb
Fehlergrenze liegend betrachtet werden kann. Der Effectverluſt, welcher
rch den nicht ganz ſtoßfreien Eintritt (veranlaßt durch die Winkel-
ferenzen) verurſacht wird, iſt daher ſehr geringfügig und darf mit
g und Recht vernachläſſigt werden.

In Bezug auf den Eintritt des Waſſers, reſp. deſſen Uebertritt
n Leit- ins Laufrad kann daher der Einfluß der Winkeldifferenzen
einer Girardturbine gänzlich vernachläſſigt werden, ſo lange die
eite b der Canäle nicht mehr als $^1/_{11}$ bis $^1/_9$ des mittlern Durch-
ſſers beträgt.

Aus dieſem (ſowie aus einem ſich ſpäter noch ergebenden) Grunde hat
Verfaſſer den in § 59 gegebenen Conſtructionsregeln keine größere
eite b der Canäle zu Grunde gelegt, während bei den Jonvalturbinen
ſe Breite in Uebereinſtimmung mit der Praxis weſentlich größer ge-
hlt worden iſt.

Wir haben nun noch den Durchfluß des Waſſers durch das Lauf-
und deſſen Ausfluß aus dem Rade zu verfolgen.

Die Abwicklung der Schaufelform iſt am äußern Umfange des
des weſentlich länger, dagegen am innern Umfange weſentlich kürzer
am mittlern. Umgekehrt iſt die relative Geſchwindigkeit u, mit
lcher das Waſſer längs der Radſchaufeln entlang fließt, am innern
ſange weſentlich größer und am äußern Umfange weſentlich kleiner
am mittlern Umfange.

Es ergiebt ſich daraus das eigenthümliche Factum, daß der *längere*
ative Waſſerweg des äußern Radumfanges mit einer *kleinern*
ſchwindigkeit durchlaufen wird als der *kürzere* relative Waſſerweg
d daß in Folge deſſen 2 Waſſertheilchen, die am innern und äußern

Radumfange in demselben Momente ins Laufrad eintreten, dasselbe keineswegs auch gleichzeitig wieder verlassen können. Das Wasser läuft am innern Umfange des Rades vor und bleibt am äußern Umfange zurück gegenüber demjenigen am mittleren Umfange.

Es folgt daraus, daß das Wasser die Laufradhöhe an den verschiedenen Stellen der Radbreite nicht in gleichen Zeiten durchfließt und daß somit auch die absolute Ausflußgeschwindigkeit w des Wassers an den verschiedenen Stellen ungleich groß sein wird. Der in das Laufrad eintretende Wasserstrahl wird daher in ganz eigenthümlicher Weise auseinandergezogen. Es findet eine gegenseitige Verschiebung und Aneinander-Reibung sämmtlicher Wassertheilchen statt, was unbedingt von schädlichem Einfluß sein muß.

Der Austritt aus dem Laufrade ist aus Fig. 2 Taf. 42 ersichtlich. Am mittlern Umfange ist die absolute Austrittrichtung vertical. Am innern Umfange dagegen wird die Richtung von w schief nach auswärts gerichtet wegen des geringern Werthes von v und der größern relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1.

Da hier gleichzeitig auch Winkel y größer ist als am mittlern Radumfange, so fällt der Werth von w sehr bedeutend aus, was einen wesentlichen Effectverlust im Gefolge hat.

Am äußern Radumfange wird w wegen des größern Werthes von v und der kleinern Geschwindigkeit u_1 schief einwärts gerichtet. Da indessen hier Winkel y kleiner ist, so fällt der Werth von w ungeachtet der schiefen Richtung wenigstens doch nicht größer aus als derjenige am mittlern Umfange.

Der Einfluß der Winkeldifferenzen in Hinsicht auf den Austritt des Wassers ist aus Fig. 2 sehr deutlich ersichtlich.

Die absoluten Geschwindigkeiten w am innern, mittlern und äußern Umfange kreuzen sich an verschiedenen Stellen und es ist w am innern Umfange um mehr als die Hälfte größer als am äußern Umfange und nahezu um die Hälfte größer als am mittlern Umfange. Der Effectverlust durch w ist daher für das am innern Umfange ausfließende Wasser circa $1{,}5^2 = 2{,}25$ mal größer als für das am mittlern und äußern Umfange ausfließende Wasser.

§ 71.

Numerische Werthe der Effectverluste durch die Winkeldifferenzen.

Im Nachfolgenden sollen nun die wirklichen Werthe der Effectverluste aufgesucht werden, welche in Folge der Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen bei einer Girardturbine entstehen und zwar wollen wir

ıfern Betrachtungen wiederum die normal construirte Turbine mit äßiger Kranzbreite Fig. 1 bis 5 Taf. 42 zu Grunde lagen.

Wie aus Fig. 1 zu entnehmen ist, beträgt die Differenz des Winkels β n innern und äußern Umfange des Rades circa 8 Grade. Der Einıß dieser Differenz, resp. der dadurch verursachte Stoßverlust ist gleich oß, wie derjenige, welcher bei gleichbleibendem Winkel β durch eine ifferenz von 8° des Winkels r entsteht, welchen die relative Richtung i z it der untern Leitradebene bildet. Denn ob es die relative Richtung s Wassereintrittes oder die Anfangsrichtung der Radschaufel ist, welche n der stoßfreien Richtung (richtigen Neigung) abweicht, kommt offenbar f dasselbe heraus.

Wie man nun leicht durch Construction findet, wird eine Differenz n 8° des Winkels r Fig. 1 eine Veränderung der vortheilhaftesten mfangsgeschwindigkeit um $\frac{1}{3{,}3}$ verursachen.

Da indessen die Differenz der Winkel β vom mittlern Werthe aus ch jeder Seite hin (gegen den innern und äußern Radumfang zu) nur ° beträgt, so würde die Umfangsgeschwindigkeit auch nur um $\frac{1}{3{,}3} \cdot \frac{1}{2}$ $= \frac{1}{6{,}6}$ verändert werden müssen, um stoßfreien Eintritt an den äußersten unkten der Kranzbreite zu erhalten.

Eine solche Differenz von 15% in der Umdrehungszahl (Abweichung n der vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit) verursacht den angeellten Bremsversuchen nach eine Abnahme des Wirkungsgrades um $3\frac{1}{2}$ s 4%.

Da nun am mittlern Radumfange stoßfreier Eintritt stattfindet, die inkeldifferenz nur am äußersten und innersten Radumfange so groß ist nd von der Mitte nach außen und innen stetig zunimmt, so beträgt ie mittlere Winkeldifferenz nach jeder Seite hin nur 2 Grad und wird der mittlere auf die ganze Breite der Radcanäle bezogene Effectrlust auch nur $\frac{3{,}5}{2}$ bis $\frac{4}{2} = 1\frac{3}{4}$ bis 2% des theoretischen Effectes er Wasserkraft.

Dies ist indessen erst der eine der verschiedenen durch die Winkelifferenzen verursachten Effectverluste und wir haben nun zunächst noch enjenigen Verlust zu bestimmen, welcher durch Vergrößerung der abluten Ausflußgeschwindigkeit w entsteht.

In Fig. 2 Taf. 42 sind die der vorliegenden Turbine (Fig. 1 bis 5) entprechenden Werthe von v, w und u_1 richtig aufgetragen für den mittlern,

innersten und äußersten Radumfang. Es ist dabei u_1 um circa 2% kleiner angenommen worden als die relative Geschwindigkeit u Fig. 1.

Wie aus der Fig. ersichtlich ist, tritt das Wasser am mittlern Radumfange richtig aus, nämlich vertical auf die untere Radebene und es ist die absolute Ausflußgeschwindigkeit $w = r s$ mit dem Maßstabe gemessen 15 Millimeter oder in Wirklichkeit $= 0{,}15\sqrt{2gh}$.

Der Effectverlust der Turbine würde daher, wenn keine Winkeldifferenzen vorhanden wären und somit w am innern und äußern Radumfang denselben Werth hätte, wie am mittlern Radumfange, ausgedrückt durch

$$\frac{(0{,}15\sqrt{2gh})^2}{(\sqrt{2gh})^2} = \frac{0{,}15^2}{1} = 0{,}0225$$

oder 2, 25% des theoretischen Effectes der Wasserkraft.

(Der Werth von w ist bei der vorliegenden Turbine sehr gering wegen des sehr kleinen Austrittwinkels y, welcher nur 17° beträgt.)

Wegen der Winkeldifferenzen ist dagegen w am mittlern Umfang des Rades zwar ebenfalls $0{,}15\sqrt{2gh}$; am innern Umfange dagegen $0{,}225\sqrt{2gh}$ und am äußern Umfange $0{,}13\sqrt{2gh}$.

Der mittlere Werth von w ist daher für die äußere Hälfte der Radbreite

$$w = \frac{0{,}13 + 0{,}15}{2} = 0{,}14\sqrt{2gh}$$

und für die innere Radbreite

$$w = \frac{0{,}15 + 0{,}225}{2} = 0{,}187\sqrt{2gh}.$$

Der mittlere Werth von w auf die ganze Radbreite bezogen ist somit

$$w = \frac{0{,}14 + 0{,}187}{2} = 0{,}1635\sqrt{2gh}.$$

und daher der Effectverlust durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit gleich

$$0{,}1635^2 = 0{,}0265 \text{ oder } 2{,}6\%$$

des theoretischen Effectes der Wasserkraft.

Der Mehrverlust beim Austritt, welcher durch die Winkeldifferenzen verursacht wird, ist hier daher sehr gering, nämlich nur 0,4% des theoretischen Effectes, kann indessen in den meisten Fällen (weil a und y in der Regel etwas größer sind) zu circa 1% des theoretischen Effectes angenommen werden.

Die Winkeldifferenzen verursachen also bei der vorliegenden Turbine einen Effectverlust von circa 2% am Eintritt und $^1/_2$% am Austritt des Laufrades; zusammen also circa $2^1/_2$% des theoretischen Effectes.

Je größer die Winkel a und y einer Girardturbine sind, um so
ößer fallen diese Effectverluste aus und es können für relativ größere
abbreiten $\frac{b}{D}$ diese Verluste bis auf 4 und 6% des theoretischen
fectes steigen.

Dies ist immerhin ein Verlust, welcher bei dem gegenwärtigen
tande des Turbinenbaues sehr wohl zu berücksichtigen ist.

Die oben durchgeführte Berechnungsweise ist immerhin nur als eine
he Annäherung an die Wirklichkeit zu betrachten. Es können außer
n erwähnten beiden Verlusten am Ein- und Austritt des Laufrades
ch fernere Verluste entstehen durch die Störungen, welche die ver-
iedenen Werthe der relativen Durchflußgeschwindigkeiten an den ver-
iedenen Stellen der Radbreite auf die reine Actions-Wirkung des
assers ausüben.

Die relative Geschwindigkeit u ist (wie man deutlich aus Fig. 1
f. 42 ersieht) am äußern Radumfange doch schon wesentlich kleiner
d zwar um 47/56 derjenigen am innern Radumfange und diese
fferenz von circa $\frac{1}{6}$ im Ganzen oder $\frac{1}{12}$ von dem mittlern Werthe
weichend ist immerhin schon eine ziemlich wesentliche, welche bei der
estimmung von s_1 am innern und äußern Radumfange berücksichtigt
rden sollte.

Diese Störungen in der Wirkungsweise durch reine Action
der freie Ablenkung), welche durch die oben erörterten, sowie die
nachfolgenden Paragraphen zu betrachtenden Ursachen entstehen, verhin-
rn den richtigen Durchfluß des Wassers durch das Rad, bilden Ueberdruck
Laufrade durch Anstauung des Wassers und lassen es erklärlich erscheinen,
ß bei den meisten als reine Actionsturbinen gebauten Motoren trotz
' und alledem das Wasser mit großer Gewalt aus der Spalte tritt,
ährend den Voraussetzungen nach umgekehrt mit Gewalt Luft durch
e Spalte von Außen nach innen eintreten sollte.

In dieser Hinsicht ist, wo die Schaufeln nach der früher allgemein
lichen Weise als Schraubenflächen construirt sind, vor allzugroßer
sweitung des Radquerschnittes und vor der Wahl zu kleiner Winkel y
warnen.

Wir haben nun zu untersuchen, ob es Mittel und Wege giebt, den
ädlichen Einfluß der Winkeldifferenzen bei einer Girardturbine zu be-
tigen oder ob es möglich sei, die Winkeldifferenzen selbst ganz oder
eilweise (wie bei den Jonvalturbinen in § 46) zum Verschwinden zu
ingen.

§ 72.

Unmöglichkeit der Beſeitigung der Winkeldifferenzen einer Girardturbine (mit parallel der Achſe gerichtetem Waſſerdurchfluß).

Es iſt die Idee ſehr naheliegend, daß bei der Girardturbine ſo gut wie bei der Jonvalturbine die Winkeldifferenzen durch gehörige Wahl der horizontalen Beſchleunigung für die verſchiedenen Stellen des Radhalbmeſſers ſollten beſeitigt werden können. (Man vergleiche §§ 49 u. f.). Nichtsdeſtoweniger iſt dieſe Beſeitigung bei der Girardturbine gänzlich unmöglich, wie ſich aus den nachſtehenden Betrachtungen ergeben wird.

Dieſen Betrachtungen ſchickt der Verfaſſer noch einmal die Bemerkung voraus, daß er unter einer Girardturbine eine reine Actionsturbine (mit freier Ablenkung) und nicht bloß eine vorwiegend mit Action arbeitende Turbine verſteht. Wir haben es alſo hier mit reinen Strahlturbinen zu thun, bei welchen ein Ueberdruck im Laufrade nicht vorhanden ſein ſoll und bei welchen ſomit das Waſſer an jeder Stelle der Leitcanäle (am mittlern, innern und äußern Umfang) mit ein und derſelben Geſchwindigkeit $\sqrt{2gh}$ (von den Nebenhinderniſſen abgeſehen) ausfließt.

Suchen wir nun (ähnlich wie in § 49) probeweiſe, durch entſprechende Wahl der Winkel a und β Uebereinſtimmung in die Winkel- und Geſchwindigkeits-Verhältniſſe zu bringen.

Es iſt zunächſt am innern Radumfange Fig. 1 Taf. 42 die relative Eintrittgeſchwindigkeit u des Waſſers in das Laufrad größer als am mittlern und äußern Radumfange und zwar wegen des größern Winkels a und der kleinern Umfangsgeſchwindigkeit v.

Die letztere Geſchwindigkeit iſt gegeben und kann nicht geändert werden. Aus dem geometriſchen Zuſammenhange zwiſchen U, v und β geht ferner hervor, daß der Werth von u nur durch Verminderung des Winkels a kleiner erzielt werden konnte, jedoch in ſo geringem Maße, daß auch dieſe Größenänderung außer Betracht fällt. Es iſt daher unmöglich, die gegenüber v zu große relative Geſchwindigkeit u zu ändern. Die Differenz in dem Werthe von u (und in Folge deſſen von u_1) bleibt ſomit unter allen Umſtänden vorhanden und kann nicht beſeitigt werden. Anders verhält es ſich dagegen mit dem Werthe des Winkel β an den verſchiedenen Stellen der Radbreite.

Es iſt an und für ſich keinerlei Hinderniß vorhanden, den Winkel β an allen Stellen gleich groß zu machen, wie die zu einander parallelen

mit gleichgerichteten) relativen Eintrittrichtungen dies für den stoß-
en Eintritt erheischen.

Wie wir gefunden haben, findet am Eintritt vermöge der Ab-
chungen der Winkel β der größte Effectverlust statt und es scheint
er derselbe einfach dadurch beseitigt werden zu können, daß man dem
nkel β in jeder Distanz von der Turbinenachse denselben Werth giebt.

Bei einläßlicher Prüfung der Sache wird man indessen finden, daß
s nicht angeht. Es müßte nämlich in diesem Falle auch der Winkel a
Leitrades an allen Stellen der Radbreite einen gleich großen
rth erhalten, weil sonst die normalen Weiten der Leitcanäle am Aus-
t nicht mehr im Einklange stehen mit den normalen Weiten der Lauf-
canäle am Eintritt.

Bei oberflächlicher Betrachtung der Sache fällt diese Forderung
t leicht auf; versucht man es indessen, eine Turbine zu construiren
) zeichnet man die Schaufelschnitte auf, so wird man sich sogleich
von überzeugen, daß die Gleichstellung der Winkel a eine unbedingte
derung ist, sobald β überall gleich groß gehalten wird.

Sowie nun aber der Winkel a an allen Stellen der Radbreite den-
ben Werth erhält (Fig. 3 Taf. 42), so fallen für die verschiedenen
erthe von v (das heißt für die verschiedenen Stellen der Radbreite)
relativen Richtungen u nicht mehr parallel zu einander aus.

Die Richtungen von u bilden vielmehr verschiedene Winkel r mit
obern Laufradebene und würden daher für einen stoßfreien Eintritt
iderum verschiedene Werthe von β erfordern. Man ersieht daraus,
ß eine Berichtigung einer Differenz an der einen Stelle wiederum
en Fehler an einer andern Stelle nach sich zieht und daß, was man
ch immer probiren mag, der Stoß beim Eintritt vermöge der Winkel-
ferenzen schlechterdings nicht umgangen werden kann.

Eine Verschiedenheit des Winkels r bei überall gleichem Werthe
n β verursacht nämlich (bei gleicher Differenz der Winkel) einen genau
nso großen Effectverlust, wie eine Verschiedenheit des Winkels β
überall gleichem Winkel r.

Prüft man nun schließlich auch die Differenzen an der untern Lauf-
bebene, so entsteht hier der Verlust durch einen zu großen Werth von
am innern und durch einen zu kleinen Werth von u_1 am äußern
dumfange, gegenüber den gegebenen unveränderlichen Werthen von v.

Diese Differenzen sind ebenfalls nicht zu entfernen, denn die einzige
änderliche Dimension ist der Winkel y und es wird durch Aenderung
ses Letztern die relative Geschwindigkeit u_1 nur höchst unwesentlich
ändert, abgesehen davon, daß eine nennenswerthe Verkleinerung von y

überhaupt nicht möglich ist, indem man diesen Winkel ohnedies so klein als thunlich wählt.

In Zusammenfassung der vorhergehenden Erörterungen und der Resultate vieler constructiver Versuche gelangt man zu dem unangenehmen Resultate, daß bei einer Girardturbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchfluß die Effectverluste durch die Winkeldifferenzen weder am Eintritt noch am Austritt des Laufrades beseitigt werden können und daß sich hierdurch die Girard-Turbine unvortheilhaft von der Jonvalturbine unterscheidet.

Es soll dieses negative Ergebniß indessen nicht dazu verführen, der Jonvalturbine den Vorzug vor der Girardturbine zu geben; wohl aber hat man darauf zu sehen, die relative Breite $\frac{b}{D}$ bei der Girardturbine möglichst klein zu halten, damit die genannten Differenzen, sowie die durch die letztern verursachten Effectverluste so klein als möglich ausfallen.

Je kleiner die Breite b der Canäle im Verhältnisse zum Durchmesser D der Turbine ist, um so geringer fallen die oben sowie auch die in den folgenden Paragraphen zu betrachtenden Differenzen aus und um so günstiger fällt unter sonst gleichen Umständen die Leistung der Turbine, doch leider um so höher deren Preis, aus.

§ 73.

Ueber den Einfluß der Centrifugalkraft bei einer Girardturbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse.

Es wird allgemein angenommen, daß bei einer reinen Druckturbine die Centrifugalkraft keinen beschleunigenden Einfluß auf das im Laufrade befindliche Wasser ausüben könne. Diese Annahme ist richtig oder unrichtig, jenachdem man die Wirkung oder die Ursache im Auge hat. Das, was man gewöhnlich unter der Centrifugalkraft (Beharrungsvermögen) versteht, nämlich die beschleunigende Wirkung in der Richtung des Radius, ist bei einer Girardturbine allerdings nicht vorhanden und dennoch wird das Wasser bei einer sochen Turbine gegen den äußern Radumfang hinausgedrängt, d. h. es verhält sich die Sache genau so, als ob die Centrifugalkraft auf das Wasser einwirken würde.

Dieser scheinbare Widerspruch beruht nur auf der mangelhaften Präcisirung des Begriffs Centrifugalkraft, wie die nachfolgenden Erörterungen ergeben werden.

Das, was man im gewöhnlichen Leben Centrifugalkraft nennt, ist nämlich keine Kraft, sondern eine einfache Folge der Trägheit der

Materie oder des sogenannten Beharrungsvermögens. Wenn wir einen Stein a Fig. 7 Taf. 42 mit einer Schleuder im Kreise herumdrehen, und denselben plötzlich fliegen lassen, so bewegt er sich in einer geraden Richtung ac fort, welche senkrecht auf den Radius r der Schleuder steht. In dem Punkte a, an welchem der Stein losgelassen wird, ist eben die Bewegung nach der Linie a c gerichtet und sowie derselbe nicht mehr durch die Schnur der Schleuder gehindert wird, bewegt er sich nach dem Gesetze der Trägheit weiter in dieser Richtung fort.

Diese Richtung verfolgend wird sich der Stein allerdings auch immer weiter von dem Centrum b der Schleuder entfernen, allein es ist dieß nur eine secundäre Erscheinung. Die Kraft nun, mit welcher sich der Stein vom Centrum der Schleuder zu entfernen sucht, d. h. der Zug, welchen der im Kreise herumbewegte Stein auf die Schnur der Schleuder ausübt, nennt man die Centrifugalkraft, welche indessen, wie man sieht, keineswegs eine besondere Kraft, sondern eine einfache Erscheinung einer relativen Bewegung ist, welche nach dem Gesetze der Trägheit erfolgt.

Die Trägheit besteht aber bekanntlich darin, daß ein in Bewegung befindlicher Körper die Richtung und Geschwindigkeit seiner Bewegung so lange nicht ändert, als nicht von Außen Kräfte auf ihn einwirken, welche ihn zu einer Aenderung in seiner Bewegung zwingen (veranlassen).

Nun wird das im Laufrade einer Jonvalturbine befindliche Wasser an jeder Bewegung des Rades theilnehmen müssen, weil die Canäle bei einer solchen Turbine geschlossene Gefäße bilden, welche ganz mit Wasser angefüllt sind.

Es wird somit das im Laufrade befindliche Wasser mit im Kreise herumgeführt, es wird jedes Theilchen einen Kreis oder einen Theil eines solchen beschreiben, je nach der Zeitdauer, während welcher es sich in dem sich drehenden Rade befindet.

Bei einer Jonvalturbine wird daher das Wasser durch die Centrifugalkraft gegen den äußern Umfang des Rades gepreßt (wenn nicht, wie bei der neuen Construction nach § 51 der Fall ist, diese Pressung durch einen entgegengesetzten Druck aufgehoben wird).

Die sogenannte Centrifugalkraft wirkt also bei einer Jonvalturbine wirklich auf das im Laufrade befindliche Wasser ein und es strebt vermöge dieser Einwirkung das Wasser sich vom Centrum der Turbine zu entfernen.

Anders liegt dagegen die Sache bei einer Girardturbine. Da nämlich hier das Wasser die Canäle nicht ganz ausfüllen soll, so

kommt es mit der convexen Seite der Schaufelflächen gar nicht in Berührung, kann also durch diese Schaufelflächen gar nicht im Kreise herumgeführt werden; sondern es fließt jedes Wassertheilchen unbekümmert um die Kreisbewegung des Rades in derjenigen Richtung durch das Rad hindurch (so lange es daran nicht gehindert wird) in welcher es aus dem Leitrade heraustritt.

Sei z. B. c d Fig. 5 Taf. 30 die obere Schaufelkante des Laufrades einer Girardturbine und gleichzeitig die untere Leitradkante. Es fließt somit (im Grundriß betrachtet) das Wasser in der Richtung d o und c p aus dem Leitrade aus und wird somit nach dem Beharrungsvermögen bestrebt sein, im Innern des Laufrades in den Richtungen d o und c p fortzuschreiten. Es bewegt sich daher ein am innern Umfang des Rades eintretendes Wassertheilchen von d nach o; ein am mittlern Umfange eintretendes Wassertheilchen bewegt sich in der Richtung a b und ein am äußern Umfang eintretendes Theilchen von c nach p.

Man ersieht daraus, daß auch bei der Girardturbine (mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse) jedes in das Rad eintretende Wassertheilchen das Bestreben hat, sich weiter und weiter von der Achse zu entfernen, obwohl die Centrifugalkraft insofern allerdings nicht auf das Wasser einwirkt, als das Letztere die horizontale Geschwindigkeit in den Richtungen d o, a b, c p, vermöge welcher dieses Abstreben vom Centrum stattfindet, bei seinem Eintritte ins Laufrad bereits besitzt.

Ob es aber das Rad ist, welches dem Wasser die Bewegung in der Richtung c p ertheilt, oder ob das Wasser diese Bewegungsrichtung bei seinem Eintritte bereits besessen hat, dies thut dem daraus entstehenden Resultate keinen Eintrag und es verhält sich daher qualitativ bei einer solchen Girardturbine die Sache gerade so, als ob die Centrifugalkraft auf das Wasser einwirken würde; quantitativ dagegen hängt das centrifugale Bestreben bei der Girardturbine nicht von der Umfangsgeschwindigkeit des Rades, sondern von der Größe der horizontalen Geschwindigkeit ab, mit welcher das Wasser in das Laufrad eintritt.

Der Unterschied in Bezug auf das centrifugale Bestreben bei der Jonvalturbine gegenüber demjenigen bei der Girardturbine besteht daher darin, daß bei der ersten dieses Bestreben durch die Umfangsgeschwindigkeit des Rades bedingt wird, während dieß bei der Girardturbine der nicht Fall ist*).

*) Genau genommen ist auch bei der Jonvalturbine im Spalt und unmittelbar nach dem Eintritt des Wassers ins Laufrad das Bestreben des Wassers, sich von der Achse zu entfernen, weniger von der Umfangsgeschwindigkeit der Rades,

Wie leicht ersichtlich, ist es nicht das Wasser, welches sich aus seiner rsprünglichen Bewegungsebene, z. B. c p entfernt, sondern es ist vielehr das Rad, welches sich in seiner Kreisbewegung von der Bewegungsbene des Wassers entfernt; denn es bewegt sich z. B. der Punkt c des Rades nach e, während das bei c eintretende Wassertheilchen von c ach p hin geht.

§ 74.

Ueber die Größe des centrifugalen Bestrebens bei der Girardturbine (mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchfluß).

Bei der Girardturbine ist das Bestreben des Wassers, sich von er Achse des Rades zu entfernen, unabhängig von der Umfangsschwindigkeit des Rades und wird bedingt durch die horizontale Comonente der absoluten Ausflußgeschwindigkeit U (oder besser durch die Projection von U auf die untere Ebene des Leitrades).

Je kleiner der Winkel a ist, um so größer ist die Projection von U uf die Spaltebene und um so größer wird unter sonst gleichen Umständen ie Fliehkraft des Wassers (das Hinausdrängen nach dem äußern Radumfange) sein.

Außerdem ist das Bestreben abhängig vom Halbmesser des Rades nd von der Schaufelform, wie man nach einiger Ueberlegung bald inden wird.

Je kleiner bei derselben Form und Größe der Radschaufeln der Halbmesser des Rades ist, um so größer wird in Fig. 5 Taf. 30 der Abstand p e und f o, und um so größer das Bestreben des Wassers von er Achse zu fliehn.

Dieses Bestreben oder der Abstand p e, i b, f o wird ferner um so bedeutender, je länger unter sonst gleichen Umständen die Linie cp, wobei c die Eintrittstelle und p die Austrittstelle des Wassers aus dem Laufrade ist.

Die Länge c p ist mithin gleich der Projection des absoluten Wasserweges auf die obere oder untere Ebene des Rades. Je größer omit diese Erstreckung des absoluten Wasserweges ist, um so mehr drängt ich das Wasser nach dem äußern Radumfang.

Diese Erstreckung c p Fig. 8 Taf. 42 (und Fig. 5 Taf. 30) des bsoluten Wasserweges ist aber um so größer, je kleiner die Erstreckung i k Fig. 8 Taf. 42 der Laufradschaufeln ist.

---

als vielmehr von der Verticalprojection von U, d. h. von der horizontalen Componente seiner absoluten Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade abhängig.

Alle diese verschiedenen Einflüsse auf das centrifugale Bestreben des Wassers ihrem innern Wesen nach zusammengefaßt, ergiebt es sich schließlich, daß dieses Bestreben um so größer ist, je größer die Projection c p des absoluten Wasserweges (nicht der Erstreckung der Schaufelform) im Verhältniß zum Radius des Rades oder mit andern Worten, je größer der Winkel ist, welchen die radialen Linien c d und p o bei ihrer Verlängerung bilden.

Man findet eigenthümlicher Weise in verschiedenen sonst höchst beachtenswerthen Arbeiten über die Theorie der Turbine die Behauptung ausgedrückt, daß bei der Girardturbine keine centrifugalen Kräfte zur Wirkung gelangen.

Nach den obigen Erörterungen ist dieses indessen allerdings der Fall und, zwar ist dies Bestreben des Wassers, sich nach dem äußern Umfange hinauszudrängen, mit dem Begriffe einer reinen Actionsturbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse absolut unzertrennlich.

Berücksichtigt man nun, daß bei einer Girardturbine das Laufrad im Querschnitt nach unten ausgeweitet ist, so liegt auf der Hand, daß das Wasser dem vorhandenen centrifugalen Bestreben Folge leistet und sich gegen den äußern Radumfang hindrängt.

Um nun den numerischen Betrag zu finden, um welchen der Wasserstrahl sich am äußern Radumfange nach Außen drängt, hat man nur Fig. 8 Taf. 42 den absoluten Wasserweg i m u p am äußern Radumfange zu construiren, und die auf die Radebene projicirte Erstreckung p c dieses Wasserweges im Grundriß Fig. 5 Taf. 30 von der Eintrittstelle c aus in der Richtung c p und zwar senkrecht auf c d aufzutragen, so ist der Abstand p e die Weite, um welche sich ein am äußern Umfange eintretender Wasserfaden während der ganzen Dauer des Durchflusses durch das Rad vom äußern Umfange nach Außen zu entfernen strebt.

Da sich indessen vermöge der Ausweitung des Rades die am äußern Umfange befindlichen Wasserfäden ohnedieß nach Außen hin bewegen (sich vom Centrum des Rades entfernen) müssen, während am innern Umfange das Entgegengesetzte stattfindet, so wird der ganze Durchfluß des Wassers durch das Rad insofern eine Störung erleiden, daß das Wasser der innern Ausweitung nicht so leicht folgt, während umgekehrt die äußere Ausweitung wesentlich stärker sein darf, wie Fig. 9 Taf. 42 andeutet, in welcher a b größer ist als c b.

Eine weitere Verfolgung der Sache läßt auch erkennen, daß das Hinausdrängen nach dem äußern Radumfange namentlich während der Zeit stattfindet, in welcher das Wasser die obere Hälfte des Laufrades durchfließt.

So bewegt sich z. B. von der Eintrittstelle e des Schaufelschnittes
uf Taf. 9 das Wasser auf seinem absoluten Wege von e nach q_2 in
er nämlichen Zeit, in welcher sich der Punkt q des untern Radumfanges
ach q_2 bewegt.

Die horizontale Erstreckung des absoluten Wasserweges e q_2 ist
ber kaum halb so groß als dieselbe Erstreckung q q_2 des vom Punkte q
derselben Zeit durchlaufenen Weges.

Nun ist die absolute Geschwindigkeit des Wassers am Anfange
ines absoluten Wasserweges e f_2 g_2 h_2 q_2 sehr groß, dagegen am
nde dieses Weges verhältnißmäßig klein (3 bis 5 mal kleiner als am
nfange), und während daher irgend ein Punkt am Radumfange einen
eg gleich der horizontalen Erstreckung des absoluten Weges e q_2 zurück-
gt, hat das Wasser bereits mehrmals die obere Hälfte der Radhöhe
urchlaufen.

Auf der halben Radhöhe angelangt, hat aber das Wasser auf seinem
bsoluten Wege schon den größten Theil der horizontalen Erstreckung
ieses Weges durchlaufen, wofür allerdings die Turbine Taf. 9 nicht
ut als Beispiel dienen kann.

Der Schaufelschnitt Taf. 10, welcher einer normalen Turbine an-
ehört, läßt dieß indessen deutlich erkennen, wie auch die Schaufelschnitte
af. 11.

In der obern Hälfte der Radhöhe und zwar besonders gegen die
bere Radebene zu, findet das Hinausdrängen des Wassers gegen den
ußern Radumfang zu in wesentlich höherem Grade statt, als in der untern
älfte der Radhöhe.

Es soll deshalb die Ausweitung des Radquerschnittes unmittelbar
n der obern Radebene beginnen.

Es giebt nun verschiedene Mittel, den störenden Einfluß des Aus-
ärtsstrebens des Wassers bei einer solchen Turbine aufzuheben. Bevor
ndessen auf diese Mittel eingetreten wird, muß noch eine anderweitige
örung näher betrachtet werden, welche bei einer Girardturbine mit
arallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse durch die Ausweitung
es Laufradquerschnittes nach unten hin hervorgerufen wird.

§ 75.

Weiterer Effectverlust, verursacht durch die Winkeldifferenzen im Verein mit der Ausweitung des Laufrades.

Es sind in den vorhergehenden Paragraphen die verschiedenen
örungen, verursacht durch die Winkeldifferenzen, die Ausweitung des

Laufrades nach unten, ſowie durch das centrifugale Beſtreben des Waſſers beim Durchfluß durch das Laufrad erörtert worden. Es iſt indeſſen bis jetzt noch keinerlei Erwähnung gethan worden über eine Summirung der betrachteten Störungen durch die beiden erſterwähnten Urſachen.

In § 71 wurde der angenäherte numeriſche Mehrwerth des Effectverluſtes berechnet, welcher eine Folge des vermehrten Werthes von w durch die Winkeldifferenzen iſt. Bei dieſer Berechnung iſt indeſſen der Vermehrung und Verminderung der Umfangsgeſchwindigkeiten am äußern und innern Radumfange in Folge der Ausweitung des Radquerſchnittes nach unten hin noch keine Rechnung getragen worden, was nun geſchehen ſoll.

Die Fig. 5 und 6 Tafel 42 zeigen den Querſchnitt des Laufrades und die Schaufelform der Turbine, die allen unſern vorhergehenden Betrachtungen zu Grunde gelegt iſt und auf die wir auch jetzt wieder unſere numeriſchen Rechnungen beziehen wollen.

Es iſt die Breite der Radcanäle an der obern Radebene 100 Millimeter, an der untern Radebene dagegen 320 Millimeter, d. h. wir haben eine 3,2fache Ausweitung, was als die äußerſte erlaubte Grenze betrachtet werden kann.

Der mittlere Durchmeſſer der Turbine iſt 1,100 Meter, der innere Durchmeſſer an der untern Radebene iſt 0,780 Meter und der äußere Durchmeſſer ebendaſelbſt 1,420 Meter.

In Folge dieſer ſtarken Ausweitung iſt die Umfangsgeſchwindigkeit v am innern Radumfange (an der untern Radebene) kleiner und am äußern Radumfange größer als dieſelbe in § 71 angenommen wurde, indem dort die Ausweitung nicht berückſichtigt worden iſt.

Die Umfangsgeſchwindigkeit am mittlern Radumfange iſt $0{,}48\sqrt{2\,g\,h}$,

ſomit diejenige am innern Umfange $= \frac{0{,}780}{1{,}100} \cdot 0{,}48\sqrt{2\,g\,h} = 0{,}34\sqrt{2\,g\,h}$

und diejenige am äußern Umfange $= \frac{1{,}420}{1{,}100} \cdot 0{,}48\sqrt{2\,g\,h} = 0{,}62\sqrt{2\,g\,h}$.

Dieſe Geſchwindigkeiten ſind in Fig. 10 Taf. 42 nebſt den richtigen Winkelverhältniſſen aufgetragen und wenn man nun die aus Fig. 1 Taf. 42 (§ 71) erhaltenen relativen Geſchwindigkeiten in Fig. 10 vom Punkte z aus aufträgt, und die den verſchiedenen Umfangsgeſchwindigkeiten z a, z b, z c entſprechenden Punkte a b c mit den Endpunkten der relativen Geſchwindigkeiten u_1 verbindet, ſo ſtellen die Linien a f b e c d die Werthe der abſoluten Ausflußgeſchwindigkeiten w am innern, mittlern und äußern Radumfange dar.

Wie man ſieht, ſind die Abweichungen der Richtungen a f und c d

der mittlern verticalen b e ſo bedeutend und erſtere Linie ſo viel
ßer als letztere, daß hieraus ein namhafter Effectverluſt entſtehen
ß, den wir nun beſtimmen wollen.

Es iſt

$b e = 0{,}15\sqrt{2 g h}$, $c d = 0{,}20\sqrt{2 g h}$ und $a f = 0{,}27\sqrt{2 g h}$.

Wären keine Winkel und Geſchwindigkeitsdifferenzen vorhanden, ſo
de w an allen Stellen des Raddurchmeſſers ein und denſelben Werth
en, wie in der Mitte der Radbreite, d. h. es würde ſein $a f = c d$
$w = 0{,}15\sqrt{2 g h}$ und es würde der Effectverluſt durch die abſolute
sflußgeſchwindigkeit $w = 0{,}15^2 = 0{,}0225$ oder 2,25% des abſoluten
ectes.

Bei unſerer vorliegenden Turbine wird nun in Folge der Winkel-
erenzen und der Radausweitung der Werth von w für die äußere
lfte der Radbreite $w = \frac{0{,}15 + 0{,}20}{2} = 0{,}175\sqrt{2 g h}$ und der Werth
w für die innere Hälfte der Radbreite

$$w = \frac{0{,}15 + 0{,}27}{2} = 0{,}21\sqrt{2 g h}.$$

Der wirkliche mittlere Werth von w für die ganze Radbreite iſt
ier $w = \frac{0{,}175 + 0{,}21}{2} = 0{,}192\sqrt{2 g h}$ und der wirkliche Effect-
luſt nahe $= 0{,}192^2 = 0{,}0368$ oder 3,68% des abſoluten Effectes.

Während in § 71 der Mehrverluſt durch w in Folge der Winkel-
ferenzen am Austritt nur zu 0,4% gefunden wurde, beträgt derſelbe
ch der obenſtehenden Rechnung in Wirklichkeit 1,4% des theoretiſchen
fectes.

Versuche mittelst Turbinen mit freier Abweichung, starker Erweiterung und geringer Geschwindigkeit, welche in den Etablissements von Persan (Oise) und Amilly (Loiret) eingeführt wurden.

Bezeichnung der Turbine	Nr. der Versuche	Belastung d. Zaumes in Kil. Persan: r = 2,4 m. Amilly: r = 3,0 m. P.	Revol. der Welle per Min. N	Gefälle in Met. H	Effective Druckhöhe C	Anzahl der offenen Oeffnungen n	Summe der Ω der Mundlöcher S	h in Met. h	Q nach Ueberfall Q	Q nach Mundlöchern Q	Theoret. Arbeit in Pferden T	Nutzeffect in Pferd. T_1	Güte-Verhältniß T_1/T
Turb. Persan	1	84,00	36,0	2,660	2,66 — 0,19 — 2,470	20 (von 40)	0,06160	0,140	375,81	—	13,33	10,13	0,76
	2	99,00	38,0	2,610	2,61 — 0,19 — 2,420	24 " "	0,07392	0,155	437,87	—	15,24	12,61	0,82
	3	124,00	38,0	2,485	2,485 — 0,19 — 2,295	32 " "	0,09856	0,185	570,96	—	18,92	15,79	0,83
	4	134,00	37,0	2,590	2,590 — 0,19 — 2,400	36 " "	0,11088	0,195	617,86	—	21,34	16,61	0,78
												Mittel =	0,80
Turbine Amilly.	1	74,100	70,25	1,794	1,794 — 0,4 — 1,394	14 (von 72)	0,296184	—	—	1316,5	31,49	21,80	0,692
	2	99,100	70,53	1,820	1,820 — 0,4 — 1,420	18 " "	0,380808	—	—	1708,4	41,46	29,28	0,706
	3	135,600	70,27	1,805	1,805 — 0,4 — 1,405	24 " "	0,507744	—	—	2265,7	54,53	39,91	0,732
	4	165,600	73,64	1,770	1,770 — 0,4 — 1,370	30 " "	0,634680	—	—	2796,7	66,00	51,80	0,774
	4 bis	175,600	71,40	1,800	1,800 — 0,4 — 1,40	30 " "	0,634680	—	—	2827,1	67,85	52,52	0,774
	5	217,100	68,09	1,778	1,778 — 0,4 — 1,378	36 " "	0,761616	—	—	3365,0	79,79	61,92	0,776
	6	243,600	70,56	1,770	1,770 — 0,4 — 1,370	42 " "	0,888552	—	—	3915,4	92,40	72,00	0,779
	7	285,600	81,32	1,930	1,930 — 0,4 — 1,530	48 " "	1,015488	—	—	4728,6	121,00	97,28	0,799
												Mittel =	0,754
	7 bis	285,600	80,75	1,950	1,950	48 " "	1,015488	—	—	5338,4	138,80	96,60	0,696
	7 ter	305,600	76,00	1,930	1,930	48 " "	1,015488	—	—	5310,8	136,66	97,29	0,712
												Mittel =	0,704
	(1.)	(2.)	(3.)	(4.)	(5.)	(6.)	(7.)	(8.)	(9.)	(10.)	(11.)	(12.)	(13.)	(14.)

Erklärung.

C in Colonne (6.) bedeutet die Druckhöhe über dem Centrum der Einlaßöffnungen als Erzeugerin der Geschwindigkeit des einströmenden Wassers.

S „ „ (8.) „ Gesammtquerschnitt der offenen Oeffnungen: Turbine von Persan $= n \times 0{,}11 \times 0{,}028$ M. Amilly $= n \times 0{,}246 \times 0{,}086$.

h „ „ (9.) „ Wasserhöhe im Unterwasser über der Kante des Ueberfalls. (Breite des Ueberfalls = 4 Meter.)

Q „ „ (11.) „ abgeflossene Wassermenge per Secunde, berechnet durch die Mundlöcher der Turbine: $Q = 0{,}85 \times n\,s \times \sqrt{2\,g\,C}$.

Q „ „ (10.) „ abgeflossene Wassermenge per Secunde, nach der Messung mittelst des Ueberfalls

$$Q = 0{,}405 \times 4 \text{ Meter} \times h\sqrt{2\,g\,h}.$$

T „ „ (12.) „ theoretische Arbeit, ausgedrückt in Pferden:

$$T = \frac{Q\,H}{75}$$

T_1 „ „ (13.) „ effective Arbeit in Pferden, berechnet mittelst des Zaumes: $T_1 = \frac{P\,2\pi\,r\,N}{60 \cdot 75}$

Bemerkungen zu den Versuchen.

Bemerkungen zu den Versuchen 1 — 4 der Turbine Persan:

Die Turbine arbeitete außer dem Unterwasser; das Gefälle war also r senkrechte Abstand von dem Spiegel des Oberwassers bis zur untern läche des beweglichen Kranzes.

Turbine Amilly. Versuche 1 — 7. Die Turbine befand sich 5 Meter unter dem Spiegel des Unterwassers, arbeitete aber wegen r Wirkung des hydropneumatischen Apparates nicht im Wasser.

Versuch 7 bis und 7 ter. Die Turbine drehte sich 0,580 Meter f im Unterwasser.

Beaufschlagung.

Nr. der Versuche	Mittleres Gefälle	Dauer des Versuchs	Anzahl der Revol.	Relative Geschwindigkeit des Zaumes	Belastung des Zaumes	Arbeit gemess. m. d. Zaum	Aufschlag-Wasser pro Secunde	Triebkraft in abgeschlossenem Wasser	Nutz-Effect	Berechnete Schutzöffnung
	M.	Zoll		M.	K.	Kgr.-M.	K.	Kgr.-M.		
1.	3,88	930	156,81	7,934	2,787	22,11	8,01	31,08	0,711	0,94
2.	6,898	—	296,95	15,025	1,000	15,02	3,575	24,66	0,609	0,32
3.	6,583	240	287,30	14,537	2,000	29,07	6,76	44,52	0,652	0,61
4.	7,074	600	268,60	13,591	3,987	54,18	10,10	71,45	0,758	0,88
5.	10,083	300	346,80	17,548	1,500	26,32	4,26	42,99	0,612	0,31
6.	9,87	240	340,00	17,204	3,000	51,61	7,71	76,09	0,678	0,57
7.	9,491	240	380,80	19,268	3,000	96,34	13,32	126,42	0,762	Ganz
8.	12,159	180	360,40	18,236	5,000	54,70	6,48	78,79	0,693	0,43

Bemerkungen.

Die Schutzöffnung in der letzten Colonne, welche als Function des ganzen Querschnittes derselben ausgedrückt ist, wurde für jeden Versuch nach der Geschwindigkeit des Wassers berechnet, die durch die Fallhöhe entsteht; aus den auf diese Weise erhaltenen Ziffern ersieht man, bis zu welchem Punkt die Verkleinerung der Einlaßöffnung einen Einfluß auf den Nutzeffect ausübt.

§ 76.

Neue Construction der Girardturbine.

In § 72 wurde darauf hingewiesen, daß es unmöglich ist, die bei einer Girardturbine mit parallel der Achse gerichtetem Wasserdurchflusse vorhandenen Differenzen in den Winkel- und Geschwindigkeitsverhältnissen gänzlich zu beseitigen. Jedoch lassen sich diese Differenzen immerhin vermindern. Ebenso kann das in § 70 auf Seite 324 erwähnte Mißverhältniß vollkommen beseitigt und schließlich das in § 74 hervorgehobene äußerst schädlich wirkende centrifugale Bestreben des Wassers im Laufrade einer solchen Turbine gänzlich aufgehoben werden.

Es ist hierzu eine von der bisher allgemein üblichen Construction der Radschaufeln wesentlich abweichende Construction des Schaufelapparates erforderlich, welche im Nachstehenden erörtert werden soll.

Es mag vorausgeschickt werden, daß diese neue Constructionsmethode nicht nur etwa eine theoretische Speculation ist, sondern von mehreren Constructeuren seit längerer Zeit angewendet wird und z. B.

vom Verfasser in zahlreichen Fällen mit dem besten Erfolge realisirt worden ist und wird.

Es würde zu weit führen, wenn hier ausführlich auf die geschichtliche Entwicklung der Sache eingetreten und Schritt für Schritt der ganze Ideengang wiederholt werden wollte, welcher nach und nach auf die neue Methode geführt hat.

Die letztere soll sogleich an einem Beispiele erläutert werden, doch muß der Verfasser vorher noch auf einen Umstand hinweisen, welcher das früher von den Constructeuren bestrittene, in den §§ 73 und 74 nachgewiesene centrifugale Bestreben des Wassers im Laufrade bei den bisher üblichen Schaufelstellungen noch wesentlich erhöht.

Wir haben nämlich in § 74 gefunden, daß dieses centrifugale Bestreben ausgedrückt wird durch die radiale Distanz p e, Fig. 5 Taf. 30, um welche ein Punkt des Radumfanges auf eine Länge gleich der horizontalen (oder vielmehr in der Radebene liegenden) Erstreckung des absoluten Wasserweges, nach einwärts abweicht.

In der That ist aber bei Anwendung von Schaufeln als Schraubenflächen mit radial gerichteter Erzeugungslinie (die gewöhnliche bisher allgemein übliche Form der Schaufeln) das centrifugale Bestreben noch größer als p e.

Dieses Bestreben würde gleich p e sein, wenn außer den bisher erwähnten keine weitern Ursachen dasselbe vermehren würden, d. h. wenn das Wasser beständig normal auf die Schaufelfläche pressen würde, was indessen nicht der Fall ist.

Denkt man sich (Fig. 5 Taf. 30) ein am innern Radumfange bei d eintretendes Wassertheilchen, welches das Laufrad durchfließt, so müßten die verschiedenen Stellen der Schaufelfläche, welchen dieses Wassertheilchen auf seinem absoluten Wege begegnet, jederzeit senkrecht auf der Richtung d o dieses absoluten Wasserweges sein.

Dieß ist nun nicht der Fall, denn wenn das betrachtete Wassertheilchen bei o aus dem Laufrade austritt, steht die Schaufelfläche e f nicht rechtwinklig auf d o, sondern schief und zwar in der Weise, daß das Wassertheilchen auf diese schiefe Fläche pressend n a c h a u s w ä r t s a b g e l e n k t w i r d.

Verfolgt man die Stellung der Schaufelflächen gegenüber der absoluten Durchflußrichtung d o = c p des Wassers, so findet man, daß einzig an der Eintrittsstelle das erste Schaufelelement rechtwinklig auf der Eintrittrichtung (im Grundrisse betrachtet) steht, daß dagegen in allen übrigen Stellen der Schaufelcurve die Fläche der Schaufel (im

Grundriſſe) ſchief gegen dieſe Eintrittrichtung $do = cp$ ſteht und zwar nimmt die Schiefe gegen die Austrittſtelle hin mehr und mehr zu.

Iſt nämlich Fig. 3 Taf. 41 ab die Eintrittsſtelle oder eine obere Schaufelkante des Laufrades, hi die untere Schaufelkante, alſo ah die Projection des relativen Waſſerweges (der Schaufelform) auf die Radebene, mu die Austrittſtelle des Waſſers aus dem Rade, am die Projection des abſoluten Waſſerweges auf die Radebene, ſo bewegt ſich der Punkt h des Rades (man ſehe auch Fig. 6 Taf. 41) nach m, während ein bei a eintretendes Waſſertheilchen den abſoluten Waſſerweg am durchläuft. Das bei a in das Laufrad eintretende Waſſertheilchen und der Punkt h der Schaufel langen daher in demſelben Momente im Punkte m an.

Nun iſt mz Fig. 3 die Eintrittrichtung des Waſſers und Winkel zmc müßte $= 90°$ ſein, oder die untere Schaufelkante mn müßte rechtwinklig auf zm ſtehn, wenn das Waſſer auf ſeinem Wege keine größere Ablenkung nach außen erleiden müßte, als dieſelbe in § 74 gefunden worden iſt.

Man wird nun bei näherer Verfolgung der Sache bald finden

1) daß das Waſſer (nach § 74) um den Betrag az Fig. 3 relativ nach auswärts fließt, auch wenn es beſtändig auf ſenkrecht zu ſeiner Bewegungsrichtung ſtehende Schaufelflächen ſtößt;
2) daß die untere Schaufelkante der Schaufel abmn nicht radial nach mn, ſondern vielmehr ſenkrecht auf zm, d. h. parallel zur obern Schaufelkante ab oder nach der Linie fg gerichtet ſein muß, wenn das Waſſer auf ſeinem abſoluten Wege jederzeit ſenkrecht auf die Schaufelfläche preſſen ſoll (im Grundriſſe betrachtet);
3) daß ungeachtet dieſer parallelen Lage der obern und untern Schaufelkanten ab und fg das Waſſer immer noch um den in § 74 gefundenen Betrag az relativ nach außen gedrängt wird;
4) daß ſomit die parallele Stellung beider Schaufelkanten zur Beſeitigung des ganzen centrifugalen Beſtrebens des Waſſers im Laufrade nicht genügt, die beiden Schaufelkanten vielmehr noch nach Fig. 13 (Taf. 41) um einen gewiſſen Betrag nach einwärts geneigt werden müſſen.
5) daß die Abweichung der untern Schaufelkante de Fig. 13 von der radialen re gegeben iſt durch den Betrag az Fig. 3, um welchen das Waſſer nach einwärts abgelenkt werden ſoll.

Wenn alſo bei einer Girardturbine mit achſialem Waſſerdurchfluſſe (bei welcher das Waſſer parallel der Achſe ins Leitrad eintritt) die

Schaufelconstruction richtig sein soll, so darf keine Seitenpressung des Wassers (weder nach innen noch nach außen) vorhanden sein. Damit dieß jedoch nicht stattfinde, dürfen die Schaufeln nicht radial gestellt, d. h. keine Schraubenflächen sein.

Die obere Schaufelkante muß parallel sein der untern, jedoch nicht nach Fig. 12 (Taf. 41), in welcher die untere Kante hi der Schaufel radial liegt, sondern nach Fig. 13 derselben Tafel, d. h. so, daß auch die untere Kante de der Schaufel nach einwärts vom Radius re abweicht, und zwar ist der Betrag dieser Abweichung annähernd auf nachstehende Weise zu bestimmen.

Die Einwärtslenkung des Wassers während dem Durchlaufen des absoluten Wasserweges am Fig. 3 und 6 (Taf. 41) soll gleich sein dem Abstande az Fig. 3.

Die Form am Fig. 6 des absoluten Wasserweges hat auf die Größe dieser Einwärtslenkung az Fig. 3 keinerlei Einfluß, wohl aber die Länge x der Projection von am auf die Radebene.

Je größer diese Projection (oder die horizontale Erstreckung) des absoluten Wasserweges im Verhältnisse des Radhalbmessers ist, um so größer wird auch die erforderliche Einlenkung az oder deren Winkel imz (Fig. 3).

Man wird nun nach einiger Ueberlegung finden, daß man in Fig. 13 die erforderliche Ablenkung annähernd dadurch erhält, daß man den Winkel ref, welchen die untere Schaufelkante de mit dem Radius bildet, gleich macht dem Winkel amz in Fig. 3.

Dabei ist vorausgesetzt, daß die obere Schaufelkante ab parallel gemacht werde der untern Schaufelkante de.

In einer so construirten Turbine wird kein centrifugales Bestreben des Wassers mehr vorhanden sein.

Gänzlich fehlerhaft würde es sein, die Schaufelkanten nach I Fig. 4 Taf. 30 zu stellen, denn bei dieser Anordnung würde das Wasser, statt einwärts abgelenkt zu werden, noch mehr nach Außen gedrängt.

Es giebt viele Techniker, welche an das Vorhandensein des oben erörterten centrifugalen Bestrebens nicht glauben wollen, und für diese giebt es ein einfaches Mittel, sich hiervon zu überzeugen, nämlich die Beobachtung.

Man kann einer Girardturbine (mit parallel der Achse gerichteter Beaufschlagung) bei der Construction des Schaufelapparates noch so großen Spielraum zwischen Wasserstrahl und convexer Fläche der Laufradschaufeln geben, immer zeigt die Beobachtung, daß das Wasser aus

der Spalte einer solchen Turbine mit großer Gewalt austritt und daß die ganze Art des Wasserdurchflusses weit davon entfernt ist, das zu sein, was man unter „freier Ablenkung" versteht.

§ 77.

Aufzeichnung der neuen Schaufel-Construction.

Daß die ganze Berechnung der Girardturbine durch die Anwendung der neuen Schaufelconstruction in keiner Weise beeinflußt wird, braucht nicht besonders hervorgehoben zu werden.

Bei der Aufzeichnung des Schaufelapparates wird wie folgt verfahren:

Man trägt vorerst die Schaufeltheilung im Grundrisse auf den mittlern Durchmesser des Laufrades ab, zieht durch die erhaltenen Punkte radiale Linien a b und m n, Fig. 3 Taf. 41; hierauf zieht man m z senkrecht auf a b, wodurch man die nöthige Ablenkung a z erhält.

Man zieht ferner i m senkrecht auf m n und erhält dadurch den Ablenkungswinkel i m z. Den letztern Winkel trägt man als Winkel r e f Fig. 13 auf w, erhält dadurch die Lage e f der untern Schaufelkante d e, welcher man die obere Schaufelkante a b parallel stellt.

Die Schaufelform ist dabei an allen Stellen des Radhalbmessers genau dieselbe. Die Schaufelflächen sind nicht mehr windschief und daher sehr leicht anzufertigen.

Der relative Wasserweg ist also an allen Punkten gleich und sind die in § 70 erwähnten Differenzen wesentlich vermindert.

Das centrifugale Bestreben des Wassers im Laufrade ist gänzlich beseitigt.

Es ist indessen ganz besonders darauf aufmerksam zu machen, daß bei einem mit der neuen Schaufelconstruction versehenen Laufrade nicht ein wie gewöhnlich (nach der alten Methode) mit schraubenförmigen Schaufeln versehenes Leitrad angewendet werden darf, denn es würde hierdurch eine neue Abweichung entstehn. Der Schaufelschnitt, d. h. die Schaufelform selbst wird bei der neuen Construction die nämliche wie diejenige am mittlern Radumfange bei der alten Construction.

Der Grund, warum auch das Leitrad bei der Anwendung der neuen Construction geändert werden muß, liegt darin, daß bei der neuen Construction die normale Weite der Canäle nicht mehr (wie bei

der alten Construction) in den verschiedenen Abständen vom Centrum ganz oder nahezu gleich groß wird.

Diese normale Weite wird vielmehr dem Halbmesser der betrachteten Stelle proportional. Sie ist also am äußern Radumfange größer und am innern Radumfange kleiner als am mittlern Umfange des Rades. Es muß somit nothwendigerweise auch am Leitrade die normale Weite der Canäle dem Radius der betrachteten Stelle proportional gemacht werden, wenn die normalen Weiten oder die Durchflußquerschnitte des Lauf- und Leitrades einander entsprechen sollen, was unter allen Umständen der Fall sein muß.

Es müssen daher die untern und obern Schaufelkanten des Leitrades einander ebenfalls parallel sein. Es ist dabei gleichgültig, welche der beiden Schaufelkanten (die obere oder die untere) radial gestellt sei oder auch keine von beiden; man kann diese Stellung wählen wie man will.

Die in Frage kommende Ausflußrichtung aus dem Leitrade wird durch die seitlichen Wandungen bedingt, d. h. es ist diese Richtung unabhängig von der Stellung der Schaufelkanten. Die Parallelstellung der Letztern ist nur zu dem Zwecke nothwendig, um Uebereinstimmung zwischen den Ausflußquerschnitten des Lauf- und Leitrades an den verschiedenen Stellen der Radhalbmesser zu erhalten, und es schadet daher gar nichts, wenn man beim Leitrade die untere Schaufelkante nach auswärts schief stellt.

Um die Stöße der eintretenden Wasserstrahlen an den Schaufelkanten des Laufrades zu vertheilen, giebt der Verfasser den untern Kanten der Leitschaufeln (von oben gesehn) die entgegengesetzt schiefe Stellung, so daß sich die Kanten in der Spalte scheerenartig schneiden.

§ 78.

Girard-Partialturbinen mit horizontaler Achse.

Die Girardturbinen oder reinen Actionsturbinen werden in der Anordnung mit horizontaler Achse meistens nur als Partialturbinen gebaut, in welchem Falle das Wasser fast ohne Ausnahme von Innen nach Außen in radialer Richtung in den Leitapparat einfließt. Taf. 29 zeigt die Anordnung einer solchen Turbine.

Für große Gefälle und kleine Wassermengen, namentlich wo die Kraft durch einen Riemen übertragen werden soll, wie in Fig. 1 und 2 Taf. 43, sowie Fig. 5 und 6 Taf. 23, wird meistens diese Aufstellung

gewählt, wobei man die Turbine nebst allem Zubehör auf einer einzigen Fundamentplatte als complete Maschine transportabel ausführt.

Girardturbinen mit äußerer Beaufschlagung werden noch bisweilen an Stelle der ältern Tangentialräder angewendet, doch ist die Leistung solcher Motoren entschieden geringer als diejenige der Turbinen mit innerer Beaufschlagung, weil das auf der innern Seite des Laufrades in radialer Richtung ausfließende Wasser nicht ungehindert entweichen kann und daher in dem innern Raum des Rades herumsprüht und die freie Abweichung stört.

Aus theoretischen Gründen würde allerdings die äußere Beaufschlagung insofern etwas vortheilhafter sein, als man bei derselben weniger gebogene Schaufeln und ein etwas kleineres Rad erhält, als bei innerer Beaufschlagung. Die schädlichen Nebenhindernisse würden daher bei äußerer Beaufschlagung kleiner ausfallen.

Allein dieser geringe Vortheil wird mehr als aufgehoben durch die praktischen Gründe, welche gegen eine solche Anordnung sprechen und es ist aus dem Grunde die Praxis ungeachtet aller theoretischen Speculationen beinahe ganz von der Construction solcher Motoren abgekommen.

Bei einem Gefälle von 20 Meter fließt das Wasser aus dem Rade weg in radialer Richtung mit einer Geschwindigkeit von 3 bis 4 Meter per Sec. und es braucht wenig Ueberlegung, um zu finden, daß dieses im innern Raume des Rades um die Achse herumwirbelnde und herumschlagende Wasser die Nutzleistung wesentlich vermindern muß.

Dieß wird auch durch die neusten Motoren für Kleinindustrie (eines sonst renommirten Hauses), die mit äußerer Beaufschlagung gebaut sind, vollkommen bestätigt.

In einem ganz extremen Falle, nämlich bei ganz großen Wassermassen und kleinen Gefällen mit sehr variablem Wasserstande wird die Turbine mit horizontaler Achse, jedoch mit der Achse paralleler Beaufschlagung, angewendet. Man nennt diese Turbinen Schraubenräder.

Es wird ferner auch die Girardturbine mit verticaler Achse öfter von Innen in radialer Richtung beaufschlagt, und werden wir unten auf diese Motoren besonders zurückkommen.

Mit der Beaufschlagung der Girard-Partialturbinen geht man nicht weiter als auf $^1/_4$ des Umfanges, und es nimmt die Größe der Erstreckung der Beaufschlagung ab, je größer das Gefälle wird, bis schließlich bei ganz großen Gefällen von 50 und mehr Meter und kleinen Wassermengen von 1 bis 10 Liter per Sec. nur noch ein einziger Leitcanal übrig bleibt, wie dieß aus Taf. 43 ersichtlich ist.

Die Regeln für die Construction aller dieser Partialturbinen sind Nummer IV des § 59 (Seite 282) enthalten.

Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit wird etwas kleiner als i den Turbinen mit verticaler Achse und variirt von $0{,}42\sqrt{2gh}$ s $0{,}47\sqrt{2gh}$ für den mittlern Radumfang.

Unter dem mittlern Durchmesser ist bei diesen Turbinen die Hälfte r Summe des äußern und innern Durchmessers verstanden.

In ihren Dimensionsverhältnissen werden diese Turbinen in jeder ndern Werkstätte wieder anders gebaut; man kann einer solchen urbine beliebig große Durchmesser geben, je nachdem man dieselben ehr oder weniger Umdrehungen machen lassen will. In der Touren- hl gehn einige Maschinenfabrikanten sehr weit, bis zu 1200 und noch ehr Umdrehungen, wobei man natürlich kleine billige Motoren erhält, e aber entschieden weniger leisten und von kürzerer Dauer sind, als lotoren mit größern Dimensionen und kleinerer Umdrehungszahl.

Wie auf Seite 282 angegeben, sollte man mit der Umdrehungs- hl nicht über 350 bis 400 für kleinere und nicht über 200 bis 250 r größere Motoren hinausgehn.

§ 79.

Die Berechnung der Girard-Turbinen mit horizontaler Achse

nsichtlich deren Dimensionen und Geschwindigkeiten kann ganz nach n Regeln des § 61 stattfinden und bezüglich der zu wählenden imensionen wie der Durchmesser des Rades bieten die am Schlusse s Werkes beigefügten Tabellen ausgeführter Motoren reichliche An- altspunkte dar.

Es mag noch hervorgehoben werden, daß bei diesen Turbinen inerlei Differenzen in den Winkeln und Geschwindigkeiten vorhanden nd und daß somit die Bemerkungen der §§ 69 bis 77 keinerlei An- endung bei denselben finden.

Der Durchfluß des Wassers findet hier ganz ungestört statt und an soll deßhalb die Girardturbine mit radialer Beaufschlagung von nnen überall da anwenden, wo die Localverhältnisse dieß gestatten.

Ob die Achse einer radial beaufschlagten Turbine horizontal liegt der vertical steht, hat auf die Dimensionen und die ganze Berechnungs- eise derselben keinerlei Einfluß.

Fig. 4 Taf. 28 zeigt den Schaufelschnitt einer radial von Innen eaufschlagten Turbine.

§ 80.

Schaufel-Conſtruction der Girardturbinen mit horizontaler Achſe.

Man trägt die abſolute Ausflußgeſchwindigkeit $U = bg = 0{,}95$ bis $0{,}96\sqrt{2gh}$ auf, zieht die Umfangsgeſchwindigkeit bc ſenkrecht zu dem durch den Punkt b gehenden Radius. Es ſei hier beiſpielsweiſe angenommen v am innern Radumfange $= 0{,}5\sqrt{2gh}$. Es iſt nun gc die relative Richtung und Geſchwindigkeit, mit welcher das Waſſer in das Rad eintritt, ſowie die Richtung, in welcher das erſte Element AC der Radſchaufel liegen ſoll.

Nun trägt man am äußern Umfange des Rades die Umfangsgeſchwindigkeit $t_2 s$ auf, wobei man nicht vergeſſen darf, daß dieſelbe im Verhältniß vom äußern zum innern Raddurchmeſſer größer iſt als diejenige bc am innern Umfange.

Man ſucht nun probeweiſe, bei welchem Winkel $y = s t_2 s_2$ der Schaufeln mit dem äußern Radumfange die relative Ausflußgeſchwindigkeit $t_2 s_2$ (welche um circa 2 bis 3% kleiner iſt als gc) eine radial gerichtete abſolute Ausflußgeſchwindigkeit $s.s_2$ ergiebt. Die Richtung von $s s_2$ darf von der radialen wohl um einige Grade (nicht über 5°) abweichen.

Nachdem man ſich überzeugt hat, daß eine $2^1/_2$- bis 3fache Ausweitung des Laufrades (man ſehe den Verticalſchnitt Fig. 24 Taf. 26 durch die vorliegende Turbine) genügt, um bei dem erhaltenen Winkel $s_2 t_2 s = y$ nach Abzug der Schaufeldicke noch die erforderliche normale Weite der Canäle an der Austrittſtelle zu erhalten, zeichnet man die Schaufeln ſo auf, daß man Canäle von möglichſt ſanfter Krümmung mit gleichmäßig abnehmender Weite nach Außen erhält.

Genügt eine 2- bis 3fache Ausweitung des Rades dagegen nicht, ſo iſt dieß ein Beweis, daß man Winkel a zu groß gewählt hat.

Um den abſoluten Waſſerweg zu erhalten, zieht man zunächſt den relativen Waſſerweg durch die Mitte des Waſſerſtrahles (derſelbe iſt auf Taf. 28 nicht ganz richtig gezeichnet) und theilt ihn in eine beliebige Anzahl gleicher Theile ein. Genau genommen müßten die Theile nicht ganz gleich ſein, ſondern ſo nach Außen in der Größe gleichmäßig abnehmen, daß der letzte Theil ps um 2 bis 3% kleiner iſt als der erſte AC (wegen dem Reibungsverluſt).

Man zieht nun durch die erhaltenen Theilpunkte ACEG u. ſ. w. des relativen Waſſerweges concentriſche Kreiſe und trägt auf denſelben die den Theilpunkten entſprechenden Umfangsgeſchwindigkeiten auf.

Denn während sich das Wasser in dem Canale von A nach C wegt, bewegt sich das Rad sammt dem Wasser gleichzeitig von C ch B. Das Wasser durchläuft daher absolut (im Raume) betrachtet Linie AB und während es die ganze Schaufel entlang von A nach EGs fließt, beschreibt es im Raume die Linie ABDQ oder den soluten Wasserweg.

Hinsichtlich der für jede andere Distanz vom Centrum verschiedenen nfangsgeschwindigkeit ist zu bemerken, daß z. B. im Punkte C die nfangsgeschwindigkeit BC = cd, im Punkte E = ef und im Punkte = rs ist. Es ist somit BC = cd; ED = 2ef; GE = 3gh u. s. w.

Daß sich BC zu AC verhält wie bc zu gc, braucht nicht erihnt zu werden.

Je weniger entfernt man die Theilpunkte ACE von einander ählt, um so genauer erhält man die Form des absoluten Wasserweges.

Da das Wasser zum Durchlaufen der einzelnen Strecken AC, E EG u. s. w. des relativen Wasserweges genau dieselbe Zeit braucht, sind auch die einzelnen Zeitabschnitte, welche es zum Durchlaufen r Strecken AB, BD, DF u. s. w. braucht, gleich groß und man ht daher sehr anschaulich aus Fig. 4, wie die absolute Geschwindigkeit s Wassers während dem Durchflusse durch das Laufrad abnimmt.

§ 81.

Girard-Partialturbinen mit verticaler Achse

rden, wenn die Beaufschlagung in radialer Richtung stattfindet af. 26, 27, 28 und 34), ganz wie die Partialturbinen mit horizonler Achse und radialer Beaufschlagung berechnet und construirt.

Man führt indessen diese Turbinen mit stehender Achse auch mit rtialer aber parallel der Achse gerichteter Beaufschlagung aus nach n Beispielen Taf. 22 Fig. 7, Taf. 23 Fig. 3 und 4 und Taf. 24 g. 1 bis 5.

Die Anordnung der Turbine wird in diesem Falle äußerst einfach d wird deßhalb sehr häufig angewendet.

Die Berechnung der Turbine geschieht in diesem Falle genau wie der Vollturbine nach den Regeln des § 61, nur mit dem Unterede, daß man hernach den Durchmesser der Turbine 4 bis 10 mal ßer wählt.

Auch hier sind bezüglich der Wahl der Durchmesser und der übrigen auptdimensionen die Regeln über Partialturbinen des § 59 anzuwenden,

wenn man auf übliche Verhältnisse kommen will. Doch kann man von denselben natürlich auch sehr wohl abweichen, sobald man den gehörigen Querschnitt △ und die richtigen Geschwindigkeiten einhält.

Mit einigem Gefühle und mit Hülfe der Regeln des § 59 wird es ein Leichtes sein, eine Partialturbine richtig anzuordnen. Hinsichtlich der Umdrehungszahlen gilt auch für diese Turbinen das in § 78 Gesagte.

Es ist bei diesem Turbinensysteme besonders hervorzuheben, daß die in den §§ 70 bis 77 behandelten Differenzen und das centrifugale Bestreben des Wassers in hohem Maße vorhanden sind und daher eine solche Turbine mit der neuen Schaufel-Construction, § 76 und 77, zu versehen ist.

Die Turbinen nach diesem Systeme werden meist dann gewählt, wenn die Kraft durch Räder übertragen werden soll, und es werden dieselben in neuerer Zeit meistens mit Oberwasserzapfen angeordnet.

§ 82.

Fourneyron'sche Turbinen.

Dieses Turbinensystem (Fig. 14 Taf. 1) wird in neuerer Zeit nur noch sehr selten gebaut, und zwar meist ausnahmsweise in dem Falle, wo Fundamentbauten schwierig sind und man nur einen geringen Raum in der Höhe zwischen Oberwasserspiegel und Boden des Turbinenlocales zur Verfügung hat. In diesem Falle, wenn man sich nicht leicht zu einer Syphon-Turbine nach Taf. 19 (auch Fig. 6 Taf. 25) entschließen kann, ist die Verwendung der Fourneyron'schen Turbine ganz empfehlenswerth.

Der Raum zwischen der untern Radebene und dem Boden der Turbinenkammer kann bei Anwendung dieses Systemes auf ein Minimum reducirt werden und man hat alsdann nur darauf zu sehn, daß das Wasser rings von der Turbine weg gut abfließen kann. Fig. 4 Taf. 3 zeigt die Schaufelung einer solchen Turbine, wobei indessen zu bemerken ist, daß die Leitschaufeln in neuerer Zeit nicht mehr so sehr gegen die Radachse hin verlängert werden. Man giebt dem Laufrade (ähnlich wie bei der Turbine mit äußerer Beaufschlagung Taf. 18) eine radiale Breite gleich der Höhe des Laufrades einer Jouvalturbine. Das Nämliche ist beim Leitrade der Fall.

Die Berechnung der Turbine ist dieselbe wie bei der Jouvalturbine, ur hat man zu beachten, daß die Umfangsgeschwindigkeiten am innern nd äußern Radumfange ungleich groß sind und daß das Wasser beim urchfluß durch das Laufrad durch die Centrifugalkraft beschleunigt ird, daher die normale Weite der Radcanäle an der Austrittstelle einer ausfällt als bei der Jouvalturbine.

Bei der Beschreibung ausgeführter Turbinen-Anlagen soll der ang der Berechnung durch Beispiele angegeben und die Regeln für e Construction dieser Turbinen ebenfalls zusammengestellt werden.

§ 83.

Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung.

Die Reactionsturbinen mit äußerer Beaufschlagung (in radialer ichtung) werden in Frankreich und in der Schweiz (wo der Bau der ydraulischen Motoren bisher seine größte Entwicklung erreicht hat) hr selten gebaut. In Amerika dagegen sind solche Turbinen an der Tagesordnung. In Deutschland werden viele solche Turbinen (in Nachahmung der Amerikaner) gebaut und es sollen dieselben, wie Alles, as aus Amerika stammt, besser und praktischer sein als alle andern Motoren.

Der Verfasser Dieses hat schon manche solche Turbine gesehn und eren Verhältnisse geprüft. So sehr es nun auch richtig ist, daß die ußere Beaufschlagung vom theoretischen Standpunkte aus einige Vorheile bietet, so wahr sind anderseits die bereits in § 70 gemachten inwürfe gegen diese Anordnung der Turbinen (mit äußerer Beaufhlagung), und es stimmen hiermit auch die Resultate der ausgeführten nparteiischen Bremsversuche insofern ganz gut überein, als die meisten ieser amerikanischen Turbinen, die auf Vorrath gebaut werden, weit avon entfernt sind, in ihrer Leistung den schwindelhaften Ankündigungen u entsprechen. Diese Turbinen (Taf. 35 zeigt einen solchen Motor mit ußerer Beaufschlagung) sind in der Regel sehr roh gearbeitet und beeisen durch ihre Dimensionen und Constructionsverhältnisse zur Genüge, aß der Bau der hydraulischen Motoren in Amerika, sowie namentlich uch bei den Nachäffern der amerikanischen Turbinenbauer, im Allgeeinen noch in den Windeln liegt.

Bei Benutzung kleinerer und mäßiger Wassermengen ist gegen die ußere Beaufschlagung nicht viel einzuwenden, bei größern Wasser-

mengen dagegen spricht gegen sie jede verständige Ueberlegung und es erfordert dieselbe außerdem bedeutend größere Dimensionen und Localitäten, als eine ebenso gut (oder ebenso schlecht) arbeitende Turbine mit achsialer Beaufschlagung.

Bei der Beschreibung ausgeführter Turbinen dieser Art (bei welchen die Centrifugalkraft die Durchflußgeschwindigkeit im Laufrade verzögert) soll auch die Berechnungs- und Constructionsweise derselben einläßlicher behandelt werden.

Die Berechnung geschieht ebenfalls ganz so wie diejenige der Jouval-Turbinen, nur fällt die normale Austrittsweite der Laufradcanäle verhältnißmäßig größer aus, weil die Centrifugalkraft die Durchflußgeschwindigkeit verzögert, wie wir später finden werden.

Ueberblick
über die verschiedenen Turbinen-Theorien.

§ 84.

1. Das Princip der freien Abweichung.

(Abhandlung von Girard.)

Die nachstehende äußerst interessante Abhandlung von Girard selbst verdient allgemein bekannt zu werden und wird daher im vorliegenden Paragraph wörtlich wiedergegeben. Die Bemerkungen des Verfassers folgen am Schlusse der Abhandlung. —

Ich habe bisher Anstand genommen, eine Frage zu erörtern, welche mich seit etwa 15 Jahren beschäftigt und sich auf die allgemeinen Formeln bezieht, welche mehrere gelehrte Hydrauliker für den Bau derjenigen Wasserräder aufgestellt haben, die man Turbinen nennt und welche in der Industrie seit 25 Jahren eine ausgebreitete Anwendung gefunden haben.

Diese neuen Motoren, welche alles geleistet haben, was man bei ihrem Bau erwartete, scheinen den heutigen Anforderungen der Industrie nicht mehr zu entsprechen, die Letztere verlangt, daß sie mannigfaltigere Bedingungen erfüllen, als es bisher der Fall war, und diese Ursache ist es, welche mich vor 15 Jahren bestimmt hat, mich mit der Verwirklichung eines neuen Princips zu beschäftigen, das nach meiner Meinung diesen neuern Anforderungen entspricht.

Bevor ich in die Untersuchungen eingehe, welche mich zu der Entdeckung einiger Unvollkommenheiten in der angenommenen Theorie über die Wirkungen der Bewegung des Wassers in den Receptoren führten, halte ich es für passend, die hydraulischen Motoren dieser Art, deren Zweck die Benützung der lebendigen Kraft des Wassers anstatt des Gewichtes zur Erzeugung der Triebkraft ist, in schneller Uebersicht an uns vorübergehen zu lassen. Ich werde nicht weit über das hinausgehen, was hervorgebracht worden ist, und werde mich bloß auf die Besprechung der Motoren, welche in der Industrie von Bedeutung sind, so wie auf einige Studien über die verschiedenen Arten der Wirkung des Wassers

beschränken, die man zu realisiren beabsichtigte, welche aber von der Praxis nicht befolgt wurden.

In erster Reihe begegnen wir dem Rad mit ebenen Schaufeln, ähnlich denen, welche unter Ludwig XIV. in Marly gebaut wurden; zwei dieser Motoren sind auf unsere Zeit gekommen und wurden durch Räder ersetzt, bei denen das Gewicht des Wassers von der Seite benutzt wird.

Bei diesen alten Rädern, welche man noch vor ungefähr 6 Jahren sehen konnte, wurde das Wasser mit aller durch den Druck des Aufschlagwassers entstehenden Geschwindigkeit gegen die ebenen Schaufeln getrieben und verursachte einen heftigen Stoß, welcher das Rad in Bewegung setzte. Nach diesem Stoß wirbelte das Wasser, um die lebendige Kraft abzuschwächen, die durch den Ueberschuß der Geschwindigkeit des Aufschlagwassers über die der Schaufeln entstand, floß dann gemeinschaftlich mit diesen und strömte endlich in das Gerinne mit einer Geschwindigkeit, die derjenigen der Schaufeln gleich kam. Hieraus entstand begreiflicher Weise ein großer Abgang, dargestellt durch den Verlust der lebendigen Kraft beim Eintritt in das Rad und bei dem Ausflusse aus demselben.

Da trat Poncelet auf und erörterte diesen Verlust durch gelehrte Berechnungen und durch die Praxis, und es gelang seiner Beharrlichkeit und seinen Beobachtungen, mit Genauigkeit den Gang der Wasserfäden bei ihrer relativen Bewegung zu entdecken. Man kann in der That viele Theorien aufstellen, die Praxis aber entscheidet doch in letzter Instanz. Ohne uns in die Einzelnheiten der Berechnungen des gelehrten Professors von Metz einzulassen, welche alle competenten Männer kennen, darf man behaupten, daß er der erste ist, welcher das Einströmen des Aufschlagwassers in die gekrümmten Schaufeln mit großer Geschwindigkeit ohne Stoß und das Ausströmen desselben bewirkte, nachdem es ohne wesentliche Geschwindigkeit in seiner absoluten Bewegung seine mechanische Arbeit geleistet hatte.

Von dieser Zeit an sah man eine Menge mehr oder minder sinnreicher Ideen in Betreff der Benützung der lebendigen Kraft des Wassers auftauchen; dahin gehört zuerst Burdin, ein Ingenieur voller Einbildungskraft, ein außerordentlicher Erfinder, der aber weniger überlegte als Poncelet und weniger praktischere Ideen als derselbe hatte; besonders besaß er jene Manier aller Menschen mit großer Imagination, die Leistungen seiner Vorgänger nicht anerkennen zu wollen.

Ihm folgt Fourneyron, sein Schüler; sehr geschickt und besonders sehr bedächtig im Gegentheil von seinem Lehrer, erkannte er, daß von der Phantasie Burdin's sehr viel zu entnehmen, jedoch auch viel zu

nterlassen sei, und es erfanden beide einen neuen Motor mit großer Geschwindigkeit und mit senkrechter Achse, wie es sich schon der berühmte Mathematiker Euler gedacht hatte.

Wie aber bereits erwähnt, vermochte die Imagination des geistreichen Professors nicht bloß der von Poncelet, sondern auch von Euler eingeschlagenen Richtung nicht zu folgen, und dennoch mußte man dem einen oder dem andern dieser beiden Kämpfer nachgehen, welche die ersten Keime zu zwei verschiedenen Principien gelegt hatten, die noch jetzt von Männern, welche ich nicht nennen mag, miteinander verwechselt werden.

Wir kehren aber zu unseren beiden Verbündeten zurück. Es wurde behauptet, daß Burdin der Bahn seiner Vorgänger nicht folgen wollte, denn er hatte zu viel erfinderischen Geist, um sich in diese Nothwendigkeit zu fügen, während es Fourneyron dagegen nicht verschmähte das zu beachten, was er Gutes vorfand, um seinen unsterblichen Motor zu conciniren, welcher den Namen Turbine erhielt. Beiläufig sei es bemerkt, daß diese Erfindung erst durch die freiwillige Trennung der beiden Freunde erfolgen konnte, indem jeder seinen eigenen Weg ging; aber nur Fourneyron betrat den richtigen, den von seinen Vorgängern begonnenen, und er erreichte sein Ziel. Burdin dagegen verfolgte keine richtigen Principien und mußte deshalb scheitern. Ich möchte diese beiden Geister folgendermaßen charakterisiren: Burdin, erfüllt mit zu viel Einbildungskraft, sich von überschwänglichen Theorien hinreißen lassend; Fourneyron dagegen, vielleicht etwas zu bedächtig, zu beständig in seinen Ideen, zu wenig Künstler, jedoch ein Mann der Genauigkeit, und wenn ihn seine Phantasie nur bis in gewisse Regionen entführte, so suchte er nach dem Guten, und er erlangte das, was er wollte.

Man verdankt ihm also die Erfindung eines auf dem von Euler aufgestellten Princip der Reaction des Wassers beruhenden Motors. Dieses Princip besteht darin, gewissermaßen ein Einströmen in ein sich drehendes Gefäß von beliebiger Form, horizontal oder senkrecht, wie Euler es dargestellt, zu bewirken (er hat es ohne beschleunigenden Druck ausgeführt); Euler aber hatte wohl die Einströmung mittels continuirlicher Leitcurven bewirkt, hatte es aber vergessen, ähnliche Leitcurven für die Ausströmung anzubringen, wie es Fourneyron gethan und wodurch das vollständige Gelingen seines Motors erleichtert wurde.

Von diesem Moment an entstanden viele Nachahmungen mit Modificationen, und man sah nach und nach Turbinen von Fontaine, Köchlin u. s. w., ohne jene Männer anzuführen, die sich bloß mit dem wissenschaftlichen Theil der Frage beschäftigten; auch mußten diese Combinationen wohl gelingen, da sie auf denselben Elementen beruhten als die erste.

Als ich die Vorlesungen Poncelet's besuchte, habe ich oft bei mir gedacht, warum man es nicht versucht, das von diesem letztern aufgestellte Princip, das er die freie Circulation nannte, und dem ich später die Benennung „freie Abweichung" gab, zu realisiren, um eine continuirliche Wirkung der Kraftausübung des Wassers auf die gekrümmten Schaufeln hervorzubringen, deren Umdrehungsachse senkrecht ist; es ist wahrscheinlich leichter, die Reaction Fourneyrons zu copiren, als einen Motor mit freier Abweichung aufzustellen.

Es ist ausgemacht, daß Poncelet im Besitz aller Elemente zur Herstellung einer Turbine nach dem Princip war, das er bei seinem Rade mit gekrümmten Schaufeln verwirklichte und das wir eben so einfach wie das von Euler definiren können; er beabsichtigte, einen Wasserstrahl mit der ganzen durch die Druckhöhe des Gefälles entstehenden Geschwindigkeit herabströmen zu lassen, welcher, in der Richtung des Wasserzuflusses auf eine sehr geneigte Curve geleitet, ohne Stoß darauf fällt und auf dem concaven Theil circulirt, am andern Ende aber ohne merkliche absolute Geschwindigkeit wieder abzieht.

Es war ihm indessen unangenehm, mit Fourneyron in Concurrenz zu treten; übrigens hatte die Wissenschaft nach seiner Ansicht nichts mehr zu gewinnen, weil das Princip von ihm aufgestellt und verwirklicht worden war; er hatte also das Banner der freien Circulation aufgepflanzt, die später, wie oben erwähnt, die freie Abweichung genannt worden ist, und erst in seinen Mußestunden wollte er diesem Princip manchmal eine allgemeinere Anwendung geben, indem er eine andere Circulation des Aufschlagwassers in den Schaufeln in Anregung brachte, die man die freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahl (veine moulée) nennen könnte. Morin machte in Boucher Versuche mit einem von ihm nach diesen neuen Ideen construirten Motor.

Es würde mir schwer fallen, alle Erfindungen zu besprechen, welche für verschiedene Arten von Turbinen patentirt wurden, von denen aber die meisten nie zur Ausführung kamen. Ich werde indessen einen Apparat anführen, welcher einige Anwendungen gefunden hat und den ich bei der Spinnerei von Polonne bei Biella in Italien, wo man mit einer Turbine arbeitete, die man die Turbine des Andreas von Thann nannte, anzubringen Gelegenheit hatte. Dieser Erfinder hatte genau die Form der Köchlin'schen Anordnung angenommen, ohne etwas bezüglich der Passage des Wassers durch Reaction am untern Theil der Schaufel des beweglichen Kranzes zu ändern, und auch eben so genau dieselbe Neigung der Leitschaufeln beibehaltend; er hatte das erste Element der beweglichen Schaufel beim Eintritt des Wassers gekrümmt, ohne Zweifel, um

den Stoß zu vermeiden, so daß der obere Theil des beweglichen Kranzes sich durch „freie Abweichung" hätte bewegen können, während es der obere Theil nur durch Reaction konnte. Um das Widersinnige dieser Anordnung ganz verstehen zu können, dürfte es passend sein, zu unserm Ausgangspunkt noch einmal zurückzukehren.

Euler hatte bei seiner Combination das Gefälle des Wassers, das er benützen wollte, in zwei gleiche Theile getheilt; in dem einen, dem obern, befanden sich die Leitcurven, die dem Wasser eine beinahe horizontale Bewegung mittheilen sollten; im zweiten Theil war die andere Hälfte der Maschine, ein beweglicher Kranz, dem eine horizontale Bewegung mit einer Geschwindigkeit, gleich der des Wassers, das in die Injectoren einströmt, mitgetheilt wurde. Auf diese Weise trat das Wasser in den beweglichen Behälter ohne merkliche relative Geschwindigkeit, und das auf diese Art eingeflossene Wasser drückte auf den Boden des Behälters mit einer seiner Höhe verhältnißmäßigen Kraft, wonach das Wasser endlich durch Oeffnungen entwich, die an dem erwähnten Boden in Form von Schnäbeln nach der der Bewegung entgegengesetzten Richtung angebracht waren, so daß das Wasser eine Geschwindigkeit annahm, die der des Behälters gleich entgegen gerichtet war.

Man bemerkt also sofort, in welchem Irrthum Andreas von Thann befangen war, weil die Neigung der in der Richtung des aufschlagenden Wassers gekrümmten Schaufeln sogleich eine der Geschwindigkeit des Rades gleiche relative Geschwindigkeit erforderte, während sie durch einen Druck oder eine bewegende Kraft im Innern der beweglichen Schaufeln beschleunigt werden mußte.

Euler's Anordnung war, wie wir sehen, die einfachste, um die Wasserverluste zwischen dem festen und dem beweglichen Theil des Receptors zu vermeiden, weil zwischen diesen beiden Kränzen kein Druck bestehen konnte, da die Geschwindigkeit an diesem Punkt gleich ist derjenigen, die durch die Höhe des obern Theils bedingt ist; leider konnte aber dieser Apparat kein praktischer und industrieller Motor sein, und nur dadurch, daß man die Höhe der beiden Kränze verminderte und einen beschleunigenden Druck in dem beweglichen Kranze herstellte, konnte man die Combination leicht realisiren. Man vermied nicht mehr die Verluste durch den Spielraum, den man zwischen den beiden festen und beweglichen Theilen lassen mußte, und wenn Fourneyron die horizontale Einströmung durch das Innere der Turbine annahm, so geschah es ohne Zweifel, um sich durch die Centrifugalkraft von diesem einigermaßen bedeutenden Uebelstande zu befreien, was er auf eine vollständige Weise nicht bewirken konnte, ohne dem Nutzeffect beträchtlichen Schaden zu-

zufügen: da das Wasser bei seiner absoluten Bewegung in der Richtung der Bewegung der Turbine mit fortgerissen wurde, so strömte dann das Wasser nicht mehr in der Richtung des Halbmessers aus.

Um also einen Reactionsmotor herzustellen, muß man in den beweglichen Schaufeln einen Druck hervorbringen, damit die relative Bewegung beschleunigt werde, welche beim Eintritt in den Receptor beinahe Null ist; man kann sich daher die Krümmung der Schaufeln der Turbine des Andreas von Thann schwerlich erklären, bei welcher die Bewegung gleich sein soll der durch das ganze Gefälle bedingten halben Geschwindigkeit, während bei dieser Art von Turbinen die relative Bewegung beim Eintritt in die Schaufeln nur ein sehr kleiner Bruchtheil der Geschwindigkeit sein soll, die bloß der Hälfte des Gefälles entspricht, was mir vollkommen unvereinbar erscheint.

Ich hätte mich dieser Demonstration enthalten können; diejenigen aber, welche die Geschichte dieser Motoren schreiben wollten, sind kaum der Aufgabe gewachsen, die sie sich gestellt hatten und ihr Wissen ist meistens der Absicht untergeordnet, Bücher zu schreiben, um sie recht theuer verkaufen zu können. So kann ich den Traité théorique et pratique des Moteurs hydrauliques par Armengaud ainé anführen, wo man sehr oft die relativen mit den absoluten Geschwindigkeiten miteinander vermengt findet; um nur einen Beweis davon zu geben, führen wir eine Stelle auf S. 296 an, wo es heißt: „Und auf der andern Seite muß bei der Turbine die Richtung des letzten Elements dieser Schaufeln eine solche sein, daß sie den möglich kleinsten Winkel bilde, damit durch die Geschwindigkeit des Wassers bei seinem Austritt in Verbindung mit der der äußern Peripherie der Turbine das Wasser eine relative Geschwindigkeit erlangt, welche so viel als möglich Null oder wenigstens sehr gering ist im Vergleich zu der durch die Höhe des Gefälles bedingten, denn um den größten Nutzeffect des Rades zu erreichen, ist es nothwendig, daß das Wasser ohne Stoß ein- und ohne Geschwindigkeit austrete" (absolut oder relativ?).

Ich muß jetzt zu einem Gegenstande übergehen, der für mich von Wichtigkeit ist; ich habe dabei die größte Unparteilichkeit nothwendig, und ich werde mich derselben befleißigen; übrigens mögen competente Männer ihr Urtheil darüber ablegen. Ich meine nämlich die „große (trichterförmige) Erweiterung," die ich bei allen von mir in der jüngsten Zeit ausgeführten Rädern oder Turbinen angebracht habe und wozu der Anhaltspunkt die Ausführung des Rades von Noisiel-sur-Marne war. Hr. Pierre Callon erhielt im Jahre 1840 ein Privilegium für zwei Anordnungen von Turbinen mit horizontaler und verticaler Beauf-

schlagung; die letztere wurde von dem Autor „die Euler'sche" genannt; die Benennung stimmt aber mit der zu erreichenden Wirkungsweise nicht überein, denn es war in dieser Anordnung gar nichts vorhanden, was an das Euler'sche Princip erinnern konnte. Die Titel thun übrigens nichts zur Sache; übrigens, wenn man Erfindungen macht, so weiß man in den meisten Fällen keinen Namen dafür zu finden, und oft geschieht es, daß man erst bei der Entwicklung seiner Idee darauf kommt, daß die Benennung mit dem Gegenstande des Privilegiums nicht harmonirt; ich behaupte sogar, daß nur diejenigen, welche niemals etwas erfunden haben, die Benennung vollkommen anzuwenden wissen.

Ich werde daher diese Turbine „mit intermittirender, d. h. mit separirter Beaufschlagung" nennen. Die Folge dieser Anordnung ist, daß die Wasserstrahlen, indem sie auf die Schaufeln wirken, nicht durch die nacheinander folgenden Strahlen unterbrochen werden, so daß man also jede Störung eines Strahles durch den andern vermeidet.

Ich will mich durchaus nicht mit der Schutzvorrichtung, welche das Wasservolum dieser Turbine regulirt, befassen, eben so wenig, wie ich es bei den vorstehenden Apparaten gethan habe, denn ich betrachte dieses Element als rein materiell und auf sehr verschiedene Weise ausführbar. Ich werde mich daher im Laufe dieser Abhandlung nur mit der Wirkungsweise des Wassers beschäftigen, wie ich es bisher gethan habe.

Bei der Verzeichnung dieser sogenannten Euler'schen Turbine ist es klar, daß die Wasserschichten in dem Injectionsapparat in einer Stärke voneinander geschieden sind, welche der der flüssigen Schichten beinahe gleich ist; diese Entfernung ist übrigens nothwendig, damit die Wasserschichten nicht übereinander kommen und durch ihren Stoß aufeinander in der relativen Bewegung, die sie annehmen müssen, Störungen hervorbringen, welche dem Nutzeffect nachtheilig sind.

Man vermeidet hierdurch auch die Stockung, die in den beweglichen Schaufeln vorkommen kann, wenn man nicht gar in das System der Reaction verfällt, was geschehen würde, wenn das Wasser in seiner relativen Bewegung nicht durch die Oeffnung fließen könnte, die sich am untern Theil der Schaufeln befindet. Callon, welcher wahrscheinlich diese Stockung fürchtete, hat wohlweislich die Leitschaufeln in dem obern Theil des beweglichen Kranzes eingezogen, um dem Wasser bei seiner relativen Bewegung mehr Raum zu verschaffen; die Schaufeln des beweglichen Kranzes sind demnach auf natürliche Weise erweitert worden.

Ich glaube die Absichten Callon's bei dieser Wirkungsweise des Aufschlagwassers, die, wie man sieht, von derjenigen, welche Euler realisiren wollte, ganz verschieden ist, so viel als möglich dargelegt zu

haben. Es liegt übrigens nichts Auffallendes darin, daß Callon die Uebereinanderschichtung der Wasserstrahlen durch Stoß bei der relativen Bewegung befürchtete.

Ich muß hier die erste Verzeichnung von Curven anführen, die ich gemacht habe, wo man sah, daß sich der Strahl der relativen Bewegung von dem convexen Theil der Curve ablöste und die durch eine continuirliche Injection entstehenden, aufeinander folgenden Strahlen sich übereinanderlegten, um an dem concaven Theil der besagten Curve frei zu entweichen. Diese Bezeichnung wurde von Belanger in einer mit ihm gepflogenen Unterredung getadelt; er glaubte, daß ich in Illusionen befangen sei über die gute Wirkung, die ich von einem solchen Tracé erwartete, weil, wie er sagte, die sich übereinander legenden Wasserfäden aufeinander folgende Pressungen veranlassen, deren Streben dahin gerichtet ist, die relative Bewegung der Molecüle, die sich der concaven Wand nähern, zu verändern. Er gab mir bei dieser Gelegenheit den Rath, den zu befolgen ich mich hütete, den Canal, in welchem das Aufschlagwasser mit relativer Bewegung circuliren sollte, ganz anzufüllen.

Diese Bemerkung Belanger's führt uns unmittelbar auf die zweite Zeichnung Callon's, welche gewissermaßen mit den Ansichten Belanger's übereinstimmt, weil er den Zweck hatte, die Canäle anzufüllen, indem er darin aus dem Wasserstrahl bei seiner relativen Bewegung eine Art von „Abweichung mit geformtem Strahl" machte; es mußte sich aber hier eine Schwierigkeit zeigen, und wie bei der von Poncelet erdachten und in Boucher probirten Turbine durften das Gefälle und die Geschwindigkeit des Motors keineswegs veränderlich und gewissermaßen mathematisch sein: in der Praxis eine schwierige, wenn nicht unmögliche Sache.

Bei dieser Gelegenheit muß ich bemerken, daß Poncelet, um den schädlichen Raum zwischen dem concaven und dem convexen Theil der Curve auszufüllen, eine Contreschaufel angebracht hatte, während Callon diesen Raum senkrecht einzog, so daß die Schaufeln auch hier ausgeweitet waren.

Man sieht also, daß bei den beiden Turbinen, auf welche Callon im Jahre 1840 ein Privilegium erhielt, das Ende, aus welchem das Wasser ausströmen muß, eine erweiterte Mündung hatte, um zu bewirken, daß bei der ersten eine ausgesetzte oder getrennte Einströmung, und bei der andern eine freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahl stattfinde.

Nach meiner Besprechung dieser beiden Studien (man kann sie Studien nennen, da sie niemals ausgeführt wurden) hatte ich den festen

orſatz, hinſichtlich des Princips der Reaction zu einem andern Ideen-
ng überzugehen als die Nachahmer des Fourneyron; dieſe verfolgten
wiſſermaßen den ihnen ganz vorgezeichneten Weg, was ſicherlich viel
chter war. Unglücklicherweiſe waren dieſe beiden Anordnungen noch
cht gereift genug, daß Callon daraus einen Motor hätte bilden können,
elcher die beſtehenden überflügelte, was er auch ſehr wohl fühlte, indem
keine zur Ausführung brachte. Wir müſſen ihm indeſſen Gerechtigkeit
derfahren laſſen; als wir einmal in Verbindung getreten waren, begriff
ſofort die neuen Studien, die ich zur definitiven Realiſirung der freien
bweichung unternommen, und nach einigen unter uns ſtattgefundenen
uſammenkünften betrat er herzhaft die neue Bahn, welche ich ein-
ſchlagen hatte.

Die erſte Turbine, welche wir conſtruirten, war die von Egreville
der Papierfabrik von Dufay im Jahre 1851, und es wurde dabei
s Princip „der freien Abweichung" zum erſtenmal auf eine voll-
mmene Weiſe zur großen Zufriedenheit Callon's in Ausführung ge-
acht; der letztere hatte einige Beſorgniſſe, denn ich war nach ſeiner
einung etwas zu weit gegangen, indem ich einen beweglichen Kranz
achte, der gewiſſermaßen ganz durchlöchert war; jeder Zwiſchenraum
r Schaufeln hatte zwei Löcher, womit aber ein doppelter Zweck ver-
nden war, nämlich erſtens zu verhindern, daß ſich eine gewiſſe atmo-
häriſche Depreſſion erzeuge, wodurch die Schaufeln ſich hätten mit
Waſſer füllen können, was einen Druck zur Folge gehabt hätte, der die
Waſſerſtrahlen in ihrer relativen Bewegung gehindert haben würde;
weitens zu veranlaſſen, daß das Waſſer, bevor es in die enge Paſſage
s untern Theils gelangte, eher aus der Schaufel heraus fließen konnte,
s den relativen Gang der flüſſigen Strahlen zu behindern.

Bei dieſer erſten Turbine hatte ich wohl am untern Theil der
chaufel eine kleine unbedeutende Erweiterung angebracht, um das Ab-
ießen des Waſſers zu erleichtern, und die Beſorgniß vor einer zu
oßen Divergenz der Waſſerſtrahlen hatte mich verhindert, ſie größer
machen; Callon theilte meine Anſicht vollkommen.

Die mit dem Bremsdynamometer an der Turbine von Egreville
machten Verſuche wurden von dem Hauſe Fontaine in Chartres, das
zt von Fromont und Sohn geleitet wird, mit Ungeduld erwartet, und,
bald die Reſultate davon bekannt waren, faßte man den Entſchluß, in
eſem Hauſe für die Folge keine andern Turbinen mehr auszuführen
s ſolche, deren nach obiger Turbine gemachtes Vorbild jetzt bereits
3 Jahre fortwährend in Thätigkeit iſt.

Fontaine hielt es zwei Jahre ſpäter für räthlich, wieder zu ſeinen

Geschäften zurückzukehren, denn er fand einen neuen Industriezweig in Ausführung von Turbinen mit freier Abweichung; er übernahm daher sein altes Haus wieder, schloß einen neuen Vertrag mit mir, an welchem Callon als mein Associé Theil nahm, und die Fabrik, die nun die Firma Fromont und Sohn, Fontaine und Braud annahm, verpflichtete sich nun, keine anderen Turbinen mehr auszuführen, als die mit freier Abweichung von Girard.

Es war erst später, als ich die große Erweiterung bei den beweglichen Kränzen anwendete, obschon man beim ersten Anblick ein großes Interesse wahrnimmt, den Raum nach und nach zu vergrößern, den das Wasser bei seiner relativen Bedeutung durchlaufen muß; es ist indessen etwas Gewöhnliches, daß man an einem sehr interessanten Gegenstande vorübergeht, ohne zu bemerken, daß er zu sehr wichtigen Resultaten führen kann. Diese Erweiterung gestattet die Zusammenziehung des Austrittswinkels, damit ihm am Ende nur eine sehr geringe Geschwindigkeit verbleibt, und dennoch verflossen vier Jahre, bis Callon und ich, die wir die „freie Abweichung" prakticirten, unsere Zuflucht zu dieser Erweiterung nahmen, welche Callon bei einem anderen Ideengange angegeben hatte.

Es ist gewiß, wenn man sich die Mühe genommen hätte, einige einfache Berechnungen anzustellen, um den Verlust, der durch die Divergenz der Strahlen entstehen kann, so wie den daraus zu ziehenden Vortheil kennen zu lernen, so würde man bald gefunden haben, daß dieser Vortheil viel größer ist als der durch die Divergenz verursachte Verlust; man hatte aber nichts berechnet und konnte also nichts wissen. Man hat demnach vier Jahre hindurch Turbinen mit freier Abweichung ohne besondere Erweiterung construirt.

Dies führt uns ganz natürlich auf die Geschichte des Schraubenrades von Menier in seiner Fabrik zu Noisiel-sur-Marne.

Im Jahre 1853 vernahm Menier durch seine Freunde, daß ich in der Construction der Wasserturbinen eine sehr wichtige Vervollkommnung eingeführt habe, und er bat mich, ihn in seiner Fabrik zu besuchen. Dort frug er mich vor einem arbeitenden Rade (Schiffmühlrad), ob es kein Mittel gebe, seinen alten Motor, der nur einen Nutzeffect von 20 Procent gewähre und einen sehr großen Uebelstand habe, weil man ihn, je nach dem Wasserstande des Flusses, bald heben und senken müsse, durch meine Turbinen zu ersetzen. Nach einigem Nachsinnen antwortete ich verneinend und sagte ihm, daß sein Gefälle zu schwach sei, um eine so große Wassermasse zu benützen, die sich mit der Verminderung des

efälles noch vermehren müßte, um dem Motor immer dieselbe Kraft ittheilen zu können.

Menier, ein Mann des Fortschrittes, war unwillig, daß er seinen lten Motor nicht gegen eine meiner Turbinen vertauschen könne, denn beabsichtigte eine Vergrößerung seines Etablissements. „Dann," sagte zu mir, „erfinden Sie mir etwas Anderes, um dieses alte Rad zu ersetzen," worauf ich ihm zur Antwort gab, daß man Erfindungen ieser Art nicht so leicht mache wie kleine Pasteten, da ich indessen in ym einen Mann des Fortschrittes erblickte, so würde ich es versuchen, einem Wunsche zu entsprechen.

Meine erste Idee war die Construction eines gewöhnlichen festen ades, das stets an dem Boden des Gerinnes arbeite, um seinen Wasserauf besser zu benützen, bedeckte ich es mit einem hydropneumatischen Mantel, damit es beim Hochwasser nicht im Wasser wate. Nach einiger leberlegung aber überzeugte ich mich bald, daß dieses Rad beim Hochwasser, wo das Gefälle geringer ist, nicht Wasser genug haben würde, m dem Motor eine constante Kraft zu sichern. Ich erdachte deßhalb in Schraubensystem, das sich nach meiner Ansicht besser dazu eignete, ei Hochwasser große Wassermassen nutzbar zu machen, weil es in diesem lugenblick ganz in Wasser eingetaucht werden konnte; die Rechnung ber bewies mir, daß es in diesem besonderen Falle seinen Zweck wohl rfülle, nicht aber beim niedrigen Wasserstande des Flusses.

Ich übergehe es mit Stillschweigen, wie oft ich von dem pneuatischen Rade zu der Schraube überging und vice versa; indessen verweilten meine Gedanken lieber bei der Schraube als bei dem Rade. ch begann damit, eine starke Nabe im Centrum der Schraube anubringen, damit die verschiedenen Punkte der Flügel mit minder ungleichen eschwindigkeiten vorgehen, um die Wasserströmung besser benutzen zu önnen. Demnächst erforschte ich die zweckmäßigste Neigung der Schaueln, denn es mußte der Stoß des Wassers bei seinem Eintritt vermieden erden und das Wasser mußte ohne merkliche Geschwindigkeit abfließen, m den besten Nutzeffect zu erreichen. Ich befand mich zwischen zwei klippen; wollte ich den Stoß vermeiden, so floß das Wasser hinter der chraube mit einer großen Geschwindigkeit aus; wenn dagegen bei dem lustritt eine geringe Geschwindigkeit stattfinden sollte, so hatte ich ein inströmen mit Stoß. Da kam ich auf den Gedanken, die inneren und ußeren Wände, worin sich die Schraubenschaufeln befinden, zu erweitern, nd so entstand das Schraubenrad.

Man sieht, daß es mir unmöglich war, den beweglichen Kranz icht zu erweitern, weil das Wasser ohne Vorbereitung durch die Leit-

schaufeln in natürlicher Weise auf die schraubenförmigen Schaufeln trat und bis auf eine übrigens sehr geringe, durch den Rückstoß oder den Druck der Schaufel auf das Wasser in entgegengesetzter Richtung seiner Bewegung entstehende Abweichung beinahe senkrecht zur Umdrehung des Rades durchströmen mußte. Es war daher, um den theoretischen Nutzeffect kennen zu lernen, vor allem nothwendig, bei den passiven Arbeitsverlusten denjenigen zu berücksichtigen, der durch die Divergenz der Wasserfäden bei dem Ausfluß durch die erweiterten Schaufeln entsteht, und ich war erstaunt zu bemerken, daß dieser Verlust gewissermaßen nichtsbedeutend war, denn wenn man als Einheit den Punkt der größten Divergenz annimmt, so nimmt dieser Verlust ab wie das Quadrat von dem Theil des Abstandes zwischen dem mittlern Faden und dem äußersten Punkt der Divergenz, so daß, wenn man den Verlust des am meisten divergirenden äußern Fadens als Einheit annimmt, dieser Verlust sich auf ein Viertel für den mittlern Faden reducirt.

Wenn man nun diesen geringen Verlust mit dem bessern Effect vergleicht, den man aus der freien Abweichung ziehen kann, so findet man durch approximative Berechnungen, daß diese Erweiterung die Grenzen weit übersteigen kann, die ich mir anfänglich gezogen, nämlich, daß der Winkel der Divergenz etwas geringer als 45 Grad sei.

Die Resultate dieser Berechnungen, die man nur annäherungsweise machen kann, lassen sich sicherlich nur durch die Erfahrung bestätigen; indessen muß ich bemerken, daß sie diejenigen Rechnungen sind, die mich darauf führten, die große Erweiterung definitiv anzunehmen.

Wenn man die Wirkung des Wassers durch freie Abweichung wie bei der ersten Turbine von Egreville ohne merkliche Erweiterung in Ausführung bringen will, so muß man den Leitschaufeln eine starke Neigung geben, um einen sehr geringen Durchgang zu haben, und wenn man will, daß der Wasserfaden bei seiner relativen Bewegung auch unter einem recht schwachen Winkel austrete, um wenig absolute Geschwindigkeit zu bezwecken, so stößt man auf folgende drei Schwierigkeiten:

1. Die Stärke, welche man den Einfallleitschaufeln geben muß, ist sehr vergleichbar der Stärke des Wasserfadens, und man verfällt hier etwas in den intermittirenden Eintritt des Wassers zurück, welchen Callon studirte, wodurch aber wegen des Stoßes der Wasserfäden aufeinander Störungen entstehen. Ich muß indessen bemerken, daß die Turbine von Egreville, welche so construirt war, einen sehr guten Nutzeffect gehabt hat. Kann man dagegen die Leitschaufeln gerade richten, so läßt sich die Breite des festen Kranzes vermindern, und dann kann man auch den Leitschaufeln nur eine sehr schwache Stärke geben, denn die Kraft, der

e zu widerstehen haben und die durch die Wirkung des Gefälles ent-
eht, wird unbedeutend, und man gelangt auf diese Weise zu einer bei-
ahe continuirlichen Einströmung ohne merkliche Trennung der einfallen-
en Wasserfäden, was die Folge hat, daß sie bei ihrer relativen
ewegung ohne Stöße und Störungen übereinander sein können.

2. Da der Wasserfaden horizontal gerichtet ist, so stößt der Strahl
n die Wand des äußern beweglichen Kranzes, bevor er die Turbine
erläßt. Da die große Erweiterung eine minder horizontale Richtung
es Wassers bei seinem Eintritt in den beweglichen Kranz zuläßt, so
ird dadurch die Länge der Projection, die von der absoluten Bewegung
es Wassers ist zurückgelegt worden, vermindert und der besagte Stoß
nicht mehr bemerkbar.

3. Da sich die durch den Druck des Wassers bei seiner relativen
ewegung entstehende Arbeit bei jedem Strahl auf beinahe allen nach-
nander folgenden Punkten der Schaufelbreite äußert, so entsteht
a d u r c h ein Verlust, daß alles an der mittlern Peripherie vorgehen
uß, wo die mittlere Geschwindigkeit stattfindet. Die Erweiterung der
chaufeln bewirkt, da dadurch die Breite der Schaufel vermindert wird,
aß die Resultante der Wirkungen an einem Punkt stattfindet, der
eniger von dem Mittelpunkt der Schaufelung entfernt ist.

Diese drei Schwierigkeiten werden also durch die Anwendung der
roßen Erweiterung gehoben, und ungeachtet der Divergenz der äußern
trahlen, welche die absolute Geschwindigkeit des austretenden Wassers
rmehrt, erreicht man dadurch eine bedeutend bessere Wirkung. Es
alisiren sich also auf diese Weise: einestheils die Turbine von Egreville
it freier Abweichung ohne bemerkenswerthe Erweiterung; 2. andern-
eils das Schraubenrad, das ohne Leitschaufeln unter Wasser arbeiten kann,
ährend es mehr als die doppelte Wirkung der Schiffmühlräder hervor-
ingt; 3. die Anwendung der großen Erweiterung dieses Rades an
r Turbine mit freierAbweichung und 4. im Jahre 1857 die neue und
finitive Combination, mittels welcher ich das Princip verwirkliche, das
„die freie Abweichung mit geformtem Strahl" nenne, und das sich
n „der freien Abweichung mit getrenntem Strahl" unterscheidet.

K r i t i k d e r b e k a n n t e n u n d e r s t e E l e m e n t e e i n e r
e u e n T h e o r i e. — In meiner Note, welche ich in der akademischen
itzung vom 9. Februar 1863 überreicht habe, sagte ich, daß die Wir-
ungsweise „durch freie Abweichung mit geformtem Wasserstrahl" sich
f rationellem Wege nicht anders realisiren lasse als durch die An-
endung der Verzeichnuug des gleichseitigen Dreieckes. Die Ursache
von ist ganz einfach die folgende: man wollte den Wasserstrahl bei

seiner relativen Bewegung dadurch formen, daß man entweder, wie es Poncelet angiebt, eine Contreschaufel in der zur Bewegung des Wassers parallelen Richtung anbringt, oder daß man die Stärke des Strahls in senkrechter Richtung vermindert, wie es Callon andeutet. Die angenommene Art, um diese Abformung zu bewirken, hatte eine geringe Wichtigkeit, es war aber erforderlich, daß nicht bloß die Bedingungen der Geschwindigkeit und des Gefälles unveränderlich blieben, sondern daß auch die Formeln, worauf die Verzeichnungen dieser beiden Turbinen beruhen, nichts zu wünschen übrig lassen. Nun haben mich meine deßfallsigen Studien über diesen Gegenstand auf die Ueberzeugung von der Ungenauigkeit derselben geführt. In der That, wenn man von den Formeln absieht, wäre es erforderlich gewesen, daß sich die Stärke des Wasserstrahls bei seiner relativen Bewegung nicht mit der Verschiedenheit der Geschwindigkeit des Motors und des Gefälles verändere, was nicht praktisch ist; ferner geben die Formeln an, daß sich der Querschnitt des Canals im umgekehrten Verhältniß der Halbmesser in dem Receptor mit innerem Einflusse verenge und sich in dem Receptor mit äußerm Einflusse erweitere. Dies ist es, was ich zu beweisen versuchen werde.

Man führt in die allgemeinen Formeln zur Verzeichnung der Turbinenschaufeln, sei es bei Turbinen mit innerer oder bei solchen mit äußerer Beaufschlagung einen Ausdruck für die beschleunigte oder verzögerte Wirkung der Centrifugalkraft ein, welcher nach meiner Ansicht die Bedingungen nicht erfüllt und nicht bloß mit dem gründlichen Studium der relativen Bewegung, sondern auch mit der Erfahrung nicht in Uebereinstimmung steht.

Die Folge davon ist, daß die Winkelgeschwindigkeit, welche der bewegliche Kranz annimmt, mit der Beobachtung nicht übereinstimmt, was man durch den Einfluß des Wassers bei seiner absoluten Bewegung bestätigt findet. In Anbetracht dieser durch die Erfahrung begründeten Thatsache stellte ich mir die Frage, ob es nicht nützlich wäre, die Verzeichnung der Schaufeln zur Erzielung der freien Abweichung auf neue Daten zu basiren, welche in Ermanglung eleganter Formeln sich den Beobachtungen möglichst nähern.

Um nun alle die Wirkungen zu entdecken, die sich bei den flüssigen Molecülen erzeugen, welche in den Radschaufeln in Bewegung sind, habe ich den folgenden Weg eingeschlagen.

Ich machte in den Radschaufeln die Beobachtung, daß die Centrifugalkraft bei der freien Abweichung der Flüssigkeitsstrahlen nicht die angegebene Wirkung zu machen scheint, denn die Schaufeln reißen nicht wie bei den Reactionsturbinen das Wasser in ihrer Umdrehungsbewegung

mit fort; das Wasser dagegen übt beim Eintritt in den beweglichen Kranz daselbst einen Druck auf die Schaufeln aus, indem es auf ihrer concaven Fläche abweicht; es scheint daher hier bloß eine Wirkung des Rückstoßes von Seiten der Schaufel stattzufinden, welche das Bestreben hat, die lebendige Kraft des Wassers zu vernichten, die in mechanische Arbeit verwandelt worden ist.

Ich sah deßhalb die Nothwendigkeit nicht ein, bei den Berechnungen die Centrifugalkraft zu berücksichtigen, wie es Poncelet bei der in Boucher versuchten Turbine mit äußerer Beaufschlagung, wie auch Callon im Jahre 1840 bei der mit innerer Beaufschlagung gethan.

Bei diesen beiden Formen mußte die relative Geschwindigkeit an dem Eintrittspunkt der Schaufeln gleich sein der Geschwindigkeit dieses Punktes; dann, nach Maßgabe als das Wasser in dem Innern oder gegen das Innere vortritt, mußte diese Bewegung um eine Quantität, welche proportional ist dem Unterschied der Halbmesser des Ein- und des Austrittes des Wassers in das Rad, verzögert oder beschleunigt werden. Es folgte daraus, daß bei ein und demselben Gefälle und Turbinen von gleichen Dimensionen die eine hätte mit einer Winkelgeschwindigkeit gehen können, welche gegen die andere um die Differenz der innern und äußern Halbmesser größer ist, während diese beiden Räder mit derselben Geschwindigkeit sich hätten bewegen können, um das Princip zu verwirklichen, das die Autoren der „freien Abweichung mit geformtem Strahle" aufgestellt haben. Mit andern Worten, bei übrigens ganz gleichen Dingen war die Geschwindigkeit, die man dem Aeußern und Innern dieser Räder gab, nicht genau und folglich war nicht bloß die Anordnung des abnehmenden oder zunehmenden Querschnittes für die zweckmäßige Verwendung des Aufschlagwassers ungeeignet, sondern auch die dem Rade gegebene Geschwindigkeit war zu groß für die Turbine mit innerer, und zu klein für die mit äußerer Beaufschlagung.

Was war also bei diesem Widerspruch zu thun und wie sollte man die Geschwindigkeit bestimmen, die man erlangen mußte, nicht um die freie Abweichung mit geformtem Strahl zu realisiren, was andere praktische Rücksichten verhinderten, sondern bloß um die mit getrenntem Strahl zu verwirklichen?

Ich verfuhr auf folgende Weise. Als Beispiel nahm ich den einfachsten Fall, den nämlich, wo die Wasser aufnehmende Leitschaufel stark geneigt ist, so daß der Eintrittswinkel des Wassers bei einer Turbine mit innerer Beaufschlagung mit der Tangente an der Peripherie zusammenfällt. Zeichnen wir nun an dem Eintrittspunkt eine sehr kleine Curve, welche macht, daß der Wasserstrahl einer relativen Bewegung in

zwei rechten Winkeln mit einer Geschwindigkeit $= {}^1/_2\, V$ abweicht: V die Geschwindigkeit des einfallenden Strahls, die durch das Gefälle des Aufschlagwassers entsteht. Indem der Strahl die Curve verläßt, nimmt er eine absolute Bewegung in der Richtung des Halbmessers mit einer Geschwindigkeit an, welche durch $\frac{V \sin \beta}{2}$ dargestellt wird, worin β der sehr kleine Winkel, den die Richtung der relativen Geschwindigkeit am Austritt der Schaufel mit der Tangente bildet. Der Strahl wird folglich keinen Druck auf die Schaufel ausüben, selbst wenn sich diese von diesem Moment an in Spiralform fortsetzte, und seine relative Bewegung wird in unbestimmtem Maße zunehmen, wenn sich die Schaufel in derselben Weise fortsetzt, und verläßt endlich diese letztere immer mit einer Geschwindigkeit, welche der des äußern Kranzes gleich und in entgegengesetzter Richtung ist.

Auf diesem ganzen Laufe wird die absolute Geschwindigkeit des Wassers nirgends eine Veränderung erleiden, was auch ferner nicht der Fall sein wird, wenn sie ihre Bewegung in der Richtung des Halbmessers beibehalten soll; es geht daraus hervor, daß die Centrifugalkraft diejenige Wirkung nicht haben kann, die man ihr zuschreiben wollte, und es ist diese Erscheinung nichts anderes als eine Folge des Rückstoßes, der durch die sehr kleine Schaufel ausgeübt wird, welche die lebendige Kraft des Wassers vernichtet und demselben nur eine unbedeutende absolute Geschwindigkeit gelassen hat.

Es ist also der Punkt, wo dieser Rückstoß stattfindet, welcher bestimmt werden muß, um die Geschwindigkeit dieses Punktes kennen zu lernen; in dem von uns gewählten Beispiele ist diese Geschwindigkeit die Hälfte von derjenigen des einfallenden Wassers.

Nehmen wir nun an, daß der Druck des Wassers auf die Schaufel nach der ganzen Ausdehnung derselben von dem Eintritt in das Innere bis zum Austritt stattfinde; der Punkt des Rückstoßes wird sich jeden Augenblick ändern und es wird die mittlere Lage desselben die Mitte der Schaufel sein; hier ist also der Punkt, wo sich gewissermaßen die ganze Wirkung des Aufschlagwassers äußern wird, die in dem von uns betrachteten Falle die Hälfte der Geschwindigkeit, d. h. $\frac{V}{2}$ annehmen muß.

Um den Beweis hierzu zu führen, stelle ich durch $R\,v$ dasjenige dar, was ich unter „Arbeit des Rückstoßes" verstehe; R ist der Druck der Schaufel auf das Wasser während der relativen Bewegung der Flüssigkeit und v die Geschwindigkeit in der dem ausgeübten Drucke ent-

gegengesetzten Richtung; mit B endlich bezeichnen wir den Druck auf die zusammengezogene Oeffnung, durch welche das Wasser eintritt.

Diese Wirkung des Rückstoßes muß immer gleich sein der Triebkraft T, und man muß erhalten

$$R\nu = PV = T.$$

Nehmen wir zu diesem Zweck den einfachsten Fall an, den nämlich, wo der Wasserstrahl tangential geworfen wird; auch nehmen wir den Fall an, wo sich das Wasser bei seiner relativen Bewegung nicht von der Achse des Receptors entfernt. Man erhält

$$R = 2P \text{ und } \nu = \frac{V}{2},$$

was Jedermann bekannt ist.

R wird sich vermindern und ν vermehren nach Maßgabe, als man die Leitschaufeln gerade richtet, um das Wasser unter einem stumpfern Winkel zu dirigiren; man gelangt auf diese Weise nach und nach zur Verzeichnung durch das gleichseitige Dreieck, was für R und ν giebt:

$$R = P, \ \nu = V,$$

was mich auf die Verwirklichung der „freien Abweichung des geformten Strahls" geführt hat.

Was mich aber hier am meisten beschäftigt, das ist der Fall, wo das Aufschlagwasser in den Receptor geführt wird, um sich bei seiner relativen Bewegung von der Achse zu entfernen oder sich derselben zu nähern, was den Gegenstand etwas complicirter macht.

Der Einfachheit wegen nehmen wir an, daß das Wasser tangential zuströmt und durch das Innere des Kranzes eintritt, um daraus durch das Aeußere auszutreten; übrigens bezieht sich das, was wir in diesem Falle geben, auch auf den andern. Wir nennen R' den Druck des Rückstoßes an dem Eintrittspunkt des Wassers, R'' den beim Austritt, r', ν' den Halbmesser des Innern des Kranzes und seine Geschwindigkeit, r'', ν'' den Halbmesser und die Geschwindigkeit außerhalb, rν den Halbmesser und die Geschwindigkeit der Mitte des Kranzes, P den Druck der Wassersäule an dem Punkt des zusammengezogenen Strahls, V die Geschwindigkeit, welche durch den Druck dieser Säule entsteht, x die unbestimmte relative Geschwindigkeit.

Nach unseren Voraussetzungen ist

$$\nu = {}^1/_2 V$$

$$\nu' = \frac{r'\nu}{r}, \ \nu'' = \frac{r''\nu}{r}, \ \nu' + \nu'' = V;$$

folglich

$$\frac{r'\nu}{r} + \frac{r''\nu}{r} = 2\nu;$$

man hat

$$x = V - \nu' = \nu'',$$

die Geschwindigkeit der äußern Peripherie des Rades, welche constant bleiben muß, damit die vom Wasser beibehaltene absolute Geschwindigkeit nach der Richtung des Halbmessers geleitet werde, was den größten Nutzeffect giebt.

Man hat also für die beiden äußern Punkte des Rückstoßes

$$R' = 2P\frac{\nu''}{\nu} \quad R'' = 2P\frac{\nu''}{\nu} \times \frac{r'}{r''}.$$

R'' ist, wie man sieht, schwächer als R' wegen der Vermehrung der Geschwindigkeit, welche die nacheinander folgenden von dem Wasser bei seiner relativen Bewegung gedrückten Punkte annehmen; ein Druck, der im umgekehrten Verhältniß der Halbmesser kleiner wird, was sofort giebt

$$R' + R'' = 2R.$$

Man hat auch für das andere Glied der Gleichung, wenn man $\frac{\nu''r'}{r''}$ durch ν' ersetzt,

$$2P\left(\frac{\nu'' + \nu'}{\nu}\right);$$

und da $\nu'' + \nu' = 2\nu$, so folgert man daraus, daß

$$2R = 4P$$
$$R = 2P;$$

folglich

$$R\nu = 2P\,{}^1/_2\,V = PV = T.$$

Wir kommen nun zu dem Fall der äußern Beaufschlagung.

Es findet hier derselbe Vorgang statt, nur ist x gleich

$$x = V - \nu'' = \nu',$$

weil das Wasser mit jener Geschwindigkeit austreten muß, welche gleich und entgegengesetzter Richtung der vom Innern der Schaufel ist; man hat also hier

$$R'' = \frac{2P\nu'}{\nu} \quad R' = 2P\frac{\nu'}{\nu} \times \frac{r''}{r},$$

was uns giebt $R'' + R' = 2R$.

Ersetzen wir $\frac{\nu' r''}{r}$ durch ν'', so hat man

$$2P\left(\frac{\nu' + \nu''}{\nu}\right)$$

$$\nu' + \nu'' = 2\nu,$$

woraus

$$2R = 4P$$
$$R = 2P$$
$$R\nu = 2P\,{}^1/_2\,V = PV = T.$$

Wir haben nicht nöthig weiter zu gehen; diese ganz einfache Theorie führt zur Wahrheit, während jene complicirtere, welche darin besteht, die Wirkungen der Centrifugalkraft in Erwägung zu ziehen, zu Irrthümern Veranlassung giebt, denn man hat dieser Kraft eine beschleunigende Function gegeben, die sie nicht besitzt.

Betrachten wir in der That, was denn geschehen würde, wenn wir unter den uns gestellten Bedingungen diese Theorie anwenden wollten, welche die relativen Geschwindigkeiten aus Rücksicht auf die Centrifugalkraft vergrößert.

Ohne es auf eine gründliche Art ermitteln zu wollen, von welchem Maße die Vergrößerung der Geschwindigkeit des Wassers in den nach obigen Bedingungen construirten Schaufeln ist, erscheint es doch offenbar, daß daraus eine größere Arbeit hervorginge, weil die nach und nach zunehmende Geschwindigkeit die aufeinander folgenden Punkte mehr drücken würde, und die Folge davon wäre, wenn man den neuen Druck des Rückstoßes durch R darstellt,

$$R_1 > \frac{R' + R''}{2},$$

und

$$R_1 > 2P;$$

daher auch

$$R_1\,{}^1/_2\,\nu > PV > T,$$

während er geringer sein sollte, weil das Wasser, das aus der Schaufel mit einer größern relativen Geschwindigkeit als die der äußern Peripherie des Rades austritt, in der dieser Bewegung entgegengesetzten Richtung eine absolute Geschwindigkeit beibehält, welche einen Bruchtheil der Triebkraft darstellt. Dieses Resultat ist in doppelter Hinsicht unmöglich, denn man würde nicht nur eine größere mechanische Arbeit als die der ganzen Triebkraft erhalten, sondern auch das aus dem Receptor fließende Wasser würde eine gewisse lebendige Kraft beibehalten, weil es eine Null

gleiche Geschwindigkeit nicht haben kann, denn die relative Geschwindigkeit ist größer als die äußere Geschwindigkeit des Kranzes und wird in umgekehrter Richtung geleitet.

In Berücksichtigung dieser Resultate könnte man hier an die Worte des berühmten Poinsot's erinnern: „Man findet nichts anderes in den Formeln, als was man selbst darin eingeführt hat, und wenn das, was sie darstellen, falsch ist, so darf man überzeugt sein, daß alles daraus Entwickelte ebenfalls unrichtig ist."

Was ist also in diesem Falle nöthig, um zu beweisen, daß das von uns befolgte Raisonnement auf Wahrheit beruht? Die Antwort lautet: Erfahrung, und diese ist es, auf welche ich mich beziehe, um die Grundlagen der neuen Theorie zu bewahrheiten.

Wenn die Schaufeln angeordnet sind, um die freie Abweichung nach der Theorie zu realisiren, welche die wirkliche Geschwindigkeit bestimmt, die der bewegliche Kranz annehmen soll, wenn man einen Coefficienten einführt, um die Reibungen zu berücksichtigen, die das Wasser sowohl in den Leitschaufeln als in den beweglichen Schaufeln erleiden kann, so darf man alsdann überzeugt sein, daß das Wasser in der Richtung des Halbmessers das Rad verläßt, eine Bedingung, welche nothwendig ist, um den besten Nutzeffect aus dem Aufschlagwasser zu ziehen. Wenn man dagegen auf die Wirkungen der Centrifugalkraft Rücksicht nimmt, welche die relative Bewegung beschleunigen oder verhindern muß, indem man übrigens dieselben Reductionscoefficienten der Geschwindigkeit anwendet, so findet man, daß das Wasser in seiner absoluten Geschwindigkeit mit einer Composante von entgegengesetzter Richtung der Bewegung des beweglichen Kranzes austritt, was nothwendiger Weise einen geringern Nutzeffect ergeben muß, wie wir gesehen haben, denn das Wasser hat bei seinem Austritt eine größere Arbeit conservirt, die durch die neue absolute Geschwindigkeit dargestellt wird.

Wenn das von uns aufgestellte Raisonnement genau ist, so begreift man die Schwierigkeit, einen Receptor mit freier Abweichung, mit geformtem Strahl, zu combiniren, wenn man genau den aus der bisherigen Theorie abgeleiteten Formeln folgt, ohne auf die praktischen Bedingungen Rücksicht zu nehmen, welche erfüllt werden müssen, wie wir es weiter oben auseinandergesetzt haben.

Bei den Versuchen, welche ich mit der ersten Turbine mit freier Abweichung und getrenntem Strahl, mit großer Erweiterung und innerer Beaufschlagung machte, konnte ich die Genauigket der Zeichnung der Curven wahrnehmen, welche auf dem Princip des Rückstoßes beruht,

das für die Geschwindigkeit $\frac{V}{2}$ den mittlern Punkt des beweglichen Kranzes giebt, wenn man voraussetzt, daß die Beaufschlagung tangential ist; diese Versuche wurden im Conservatorium des Arts et Metiers (Sitzung der Akademie vom 21. April 1856) vorgenommen. Da ich aber bei dieser Turbine schon eine große Erweiterung angebracht, was mich in den Stand setzte, den Durchgang des Wassers in den Leitschaufeln oder Mundstücken weniger zusammenzuziehen, so konnte ich im Voraus die Geschwindigkeit bestimmen, welche der mittlere Punkt des Kranzes annehmen mußte, indem man die Geschwindigkeiten auf die gewöhnliche Weise zusammensetzte, die in Bezug auf Größe und Richtung durch die Formation eines gleichschenkligen Dreieckes dargestellt wurde, wodurch ich für die theoretische Geschwindigkeit erhielt

$$v = 0{,}5275\ V$$

mit 0,96 multiplicirt

$$= v = 0{,}5067\ V$$

oder

$$v = {}^1/_2\ V,$$

eine Geschwindigkeit, welche für den mittlern Punkt der Schaufel jener im Conservatorium versuchten Turbine die zweckmäßigste ist; nun aber wurde bei den angestellten Versuchen, indem man die Geschwindigkeit des Motors veränderte, immer Rücksicht darauf genommen, daß das Wasser bei seiner absoluten Bewegung in der Richtung des Halbmessers austritt, was leicht zu beobachten war.

Man ist zu der Ueberzeugung gelangt, daß die auf praktischem Wege erhaltene Geschwindigkeit immer etwas geringer als die auf theoretische Weise ermittelte, mit Ausnahme der Versuche, wo die Oeffnung der Turbine vollständig ist. In diesem Falle hatte die Reibung den geringsten Einfluß; auch ist sie diejenige, welche sich der neuen Theorie am meisten nähert; der Nutzeffect ergab sich bis 76 Procent der absoluten Arbeit des Motors.

Bei dieser Gelegenheit bemerken wir, daß die Messung des Wassers in den Bassins des Conservatoriums während des Versuches mit der Bremse vorgenommen wurde, wodurch jede Ungewißheit über den erreichten Effect beseitigt wird. Ich muß ferner bemerken, daß diese Turbine sehr klein und folglich immer empfindlicher war als die großen Maschinen, die dem Einfluß der Reibungen jeder Art weniger unterworfen sind, und dieser Umstand macht es auch erklärlich, daß bei dem Versuch Nr. 1 die Arbeit an der Bremse nur 22 Kilogrammmeter, der Nutzeffect 71 Procent betrug, während bei dem Versuche Nr. 7 die

Arbeit auf 96 Kilogrammmeter und der Nutzeffect auf 76,2 Prozent stieg.

Bei solchen Resultaten konnte ich keinen Anstand mehr nehmen, die große Erweiterung bei meinen Turbinen mit freier Abweichung (Turbine Egreville von 1851) zu adoptiren, und gestützt auf diese neuen Anhaltspunkte konnte ich eine Anzahl von Receptoren verschiedener Form, sowohl mit senkrechter als mit horizontaler Achse combiniren, welcher letztern Art ich den Namen Radturbine gab, wie ich es bei dem Receptor von Menier gethan, den ich Schraubenrad nannte.

Betrachtungen über den Vorzug der Benutzung der lebendigen Kraft des Wassers anstatt seines Gewichtes. — Ich habe es mir vorgenommen, einige kurze Erklärungen über alle Arten von Maschinen zu geben, die ich erdacht habe, um die Bedingungen zu erfüllen, welche bei der Benutzung der Wasserkraft, von dem niedrigsten bis zum höchsten Gefälle und von dem geringsten Volum von 1 bis 2 Liter pro Secunde mit Gefällen von 50,0 Meter und mehr, bis 20000 oder 30000 Liter pro Secunde mit Gefällen bis zu 0,50 Meter vorkommen können; vorher aber möchte ich noch eine Bemerkung über die Betrachtungen machen, die mich dahin geführt haben, die Wirkungsweise der lebendigen Kraft des Wassers statt bloßer Benützung seiner Schwere, was der Gegenstand meiner ersten Studien war, zu adoptiren.

Im Jahre 1839 hatte mich die Entdeckung, die mich darauf führte, beträchtliche Flüssigkeitsmassen ohne merklichen Effectverlust in den Schifffahrtsschleusen zu bewegen, hingerissen, um Motoren dieser Art anzufertigen; meine erste Idee war die Construction einer Wassersäulenmaschine, welche direct auf eine Pumpe wirken sollte, um die Organe derselben zu vereinfachen und einen größeren Nutzeffect an gehobenem Wasser zu erhalten.

Ich hatte mich nicht getäuscht, und die Versuche, welche in den Bassins von Chaillot mit einem ziemlich geringen Gefälle von beiläufig 1,40 Meter angestellt wurden, gewährten einen Nutzeffect von 65 Procent an steigendem Wasser. Dieser Apparat wurde von mir nebst einem Erläuterungsbericht der Akademie der Wissenschaften vorgelegt und war der Gegenstand eines im Jahre 1849 von Combes verfaßten Berichtes, welcher die Einrückung meiner Abhandlung in den Recueil des Savants étrangers zur Folge hatte.

Indessen eignete sich diese Maschine kaum zur Bewegung der Arbeitsmaschinen einer Fabrik und war daher speciell nur für Wasserhebungen bestimmt. Da ich mich auf der andern Seite in diesem Moment mit verschiedenen Wasserrädern beschäftigte, über die ich einige Untersuchungen angestellt, so widme ich mich wiederum dieser Arbeit, in der Meinung,

daß die Wasserſäulenmaſchine alles geleiſtet, was man davon erwarten konnte.

Zwei vorherrſchende Ideen erfüllten meinen Geiſt: ſollte ich die Benutzung der Schwere des Waſſers verfolgen, oder ſollte ich der Benutzung der lebendigen Kraft den Vorzug geben?

Die Benutzung des Waſſergewichtes erſchien mir einfacher und weniger Irrthümern zugänglich; das langſam ſich bewegende Waſſer veranlaßte nach meiner Anſicht weniger Verluſte der lebendigen Kraft, folglich ſei dies die Art, die man anwenden ſollte, wenn man von einem Waſſerlauf die möglich größte mechaniſche Arbeit gewinnen will, und da ich mich ſchon damals mit der Bewegung großer Waſſermaſſen von dem Oberwaſſer nach dem Unterwaſſer bei vollſtändiger Benutzung des ganzen Gefälles durch meine Waſſerſäulenmaſchinen beſchäftigte, ſo überzeugte ich mich ſofort, daß ich bei Anwendung des Schaufelrades nur dann daſſelbe thun konnte, wenn ich es in das untere Gerinne in die ganze Waſſerhöhe tauche, welche in den Schaufeln enthalten iſt. Ich kam dadurch in dieſelben Verhältniſſe als bei der Waſſerſäulenmaſchine, d. h. ich konnte das Waſſer aus der obern Haltung entnehmen, es in die untere Haltung leiten und das Gefälle im Kreiſe anſtatt ſenkrecht benutzen; da zeigten ſich aber dieſelben Uebelſtände als bei den alten Maſchinen, daß man nämlich das von dem Motor benutzte Volum nicht verändern konnte, ohne wegen der Differenz der Waſſerhöhe in den Schaufeln und dem Unterwaſſer einen mehr oder minder großen Verluſt an Gefälle zu erleiden.

Dagegen konnte ich mittels der Schaufeln von dem Oberwaſſer Waſſer in verſchiedenen Höhen ohne Schwierigkeit erhalten; folglich blieb das Niveau der obern Haltung gänzlich unabhängig, was man auch thun mochte. Man hatte alſo nur das Mittel zu erforſchen, um ein künſtliches Niveau herzuſtellen, das mich in den Stand ſetzte, das Unterwaſſer ſtets in Verhältniß mit der Höhe des Waſſers in den Schaufeln zu erhalten. Damals faßte ich die Idee, das Rad und einen Theil des Ober- und Untergrabens mit einem pneumatiſchen Mantel zu bedecken, der mir geſtattete, die unter dem Mantel befindlichen Waſſerſpiegel des Ober- und Untergrabens durch die Vermehrung oder Verminderung des Druckes der umgebenden Luft zu verändern.

Zu dieſem Zwecke legte ich einen kleinen Schacht in die Wange, der ſich mit dem in den Schaufeln am niedrigſten Punkt des Kropfgerinnes befindlichen Waſſer in ſteter Verbindung befand, und legte in denſelben einen den Waſſerſtand anzeigenden Schwimmer, deſſen Zweck es war, eine unter dem pneumatiſchen Mantel angebrachte kleine Röhre für den

Abzug der überflüssigen Luft in Bewegung zu setzen, um die Höhe reguliren zu können, auf welche der Spiegel des Unterwassers gespannt werden konnte, um ihn immer auf gleiche Ebene als das Niveau des kleinen Schachtes erhalten zu können.

Denken wir uns einen sehr kleinen Druck oder eine Depression, hervorgebracht durch ein Gebläse, das die Luft unter dem pneumatischen Mantel fortwährend drückt oder ansaugt; handelt es sich um den Druck z. B., so kann diese Luft nur durch die besagte Röhre entweichen, denn das untere Ende des pneumatischen Mantels liegt im Wasser in einer Tiefe, welche dem kleinsten Wasserverbrauch des Rades correspondirt; die Luft des Mantels wird also durch die Röhre entweichen und der untere Wasserspiegel wird beständig in einer Höhe erhalten werden, die sich nur mit der Lage des Röhrenendes verändert; diese Veränderung aber ist es, welche von dem Schwimmer bestimmt wird, der sich in dem mit den Schaufeln stehenden Schacht befindet.

Bei dieser Anordnung kann also das Aufschlagwasser oberhalb von den Schaufeln aufgenommen und nach Benutzung seines Gewichtes in dem Kropfgerinne des Unterwassers abgesetzt werden, und zwar ohne Druckverlust oder Stauung, wie groß auch das Volum sein möge, das dem Rade mitgetheilt worden ist. Man wird den möglich größten Effect erreichen, wenn man Sorge trägt, daß die Schaufeln in dem Kropfgerinne vollkommen adjustirt sind.

Diese Anordnung des hydropneumatischen Rades gestattete eine beträchtliche Vermehrung der Wassermenge pro Meter der Radbreite, und ich hatte zu diesem Zweck den Schaufeln eine Höhe gegeben, gleich dem halben Halbmesser des Rades. Man erreichte also ganz gleichzeitig große und kleine Wassermengen bei einer sehr beschränkten Breite des Gerinnes; der Nutzeffect war also in allen Fällen sehr beträchtlich, doch war die Geldfrage noch in Berücksichtigung zu ziehen.

In der That erfordert dieses sehr langsam gehende Rad, um die Geschwindigkeit zu erreichen, die bei den meisten Werken zur Bewegung der Arbeitsmaschinen benöthigt wird, große Transmissionsvorrichtungen um die passendste Geschwindigkeit hervorzubringen. Die zwei oder drei großen Zahnräder, die man anbringen muß, haben trotz ihrer vollkommenen Ausführung eben so wie die dazu gehörigen Wellen sehr große Uebelstände, wodurch eine beträchtliche Verminderung des Nutzeffects des Rades hervorgebracht wird. Es ist aber nun auch an die Kosten zu denken, welche alle diese großen Organe erfordern, um sie dauerhaft herzustellen; dann muß man auch, wenn man veränderliche Wasservolumen benutzen will, den hydropneumatischen Mantel hinzufügen, der in diesem

Falle unumgänglich erforderlich ist, wenn man den Wasserlauf auf's vortheilhafteste benutzen will.

Ich kann nicht umhin es einzugestehen, daß die Kosten eines solchen Apparats die Industriellen gewissermaßen erschrecken würden, da die meisten derselben es nothwendig haben, daß sie eine Vergleichung zwischen den von ihrem Wasserlauf zu erwartenden Vortheilen und den damit verbundenen Kosten anstellen. Soll der Motor die hier aufgezählten Vortheile gewähren, so wird er immerhin zwei- bis dreimal mehr Kosten erfordern, als die bis dahin gebräuchlichen Receptoren (Turbinen), welche freilich bei variablen Volumen nur mit einer bedeutenden Verminderung des Nutzeffectes arbeiteten, weßhalb man sie beinahe immer ausschließen mußte.

Ich habe damals bei Anwendung des pneumatischen Systems auf die Turbinen, welche für mich schon ein Gegenstand des Studiums waren, das zu verfolgen ich mir vornahm, indem ich das neue Princip zur Ausführung brachte, das ich später das Princip der freien Abweichung nannte, bald wahrgenommen, daß ich den pneumatischen Apparat sehr vortheilhaft benutzen konnte, was für mich um so leichter war, als dieser Apparat durch das Gerinne, in welchem das in den Receptor fallende Wasser fließt, beinahe zum großen Theil hergestellt war. Die Unentschiedenheit über die Wahl meiner neuen Untersuchungen, ob Benutzung der Schwere des Wassers oder seiner lebendigen Kraft, währte keine lange Zeit, und ein Jahr später, 1851, entstand schon die Turbine von Egreville, bei der ich eine vollständige Anwendung von dem Princip der freien Abweichung und von dem pneumatischen Apparat machte; der Receptor erhielt die Benennung „hydropneumatische Turbine."

Summarische Darstellung der unterscheidenden Charaktere verschiedener Receptoren. — Fig. 1 Tafel 22. stellt das Schraubenrad von Menier mit innerer Transmission dar, das in Noisiel an der Marne zur Anwendung kam; Fig. 3. Tafel 24 ist dasselbe Rad für eine Wasserhebung, die bei Meaux an der Marne ausgeführt wurde.

Ich stelle diesen Motor in die erste Reihe, denn er ist nicht allein dazu berufen, die Kräfte nutzbar zu machen, deren Einführung in die Industrie man noch nicht versucht hat (ich meine die Kraft der Flüsse), sondern man verdankt auch den Bau dieser Maschine alle die wichtigen Vervollkommnungen derjenigen, die wir beschreiben werden; dieser Apparat war es, der mich in den Stand setzte allen Bedürfnissen zu entsprechen, die mit der Beschaffenheit der Gefälle und der zu benutzenden Wasservolumen verbunden sind.

Ich halte es nicht für nothwendig, hier an dasjenige zu erinnern, was ich im ersten Abschnitte gesagt habe, daß es nämlich die große Erweiterung der Schaufeln an dem Austrittspunkt des Aufschlagwassers ist, welche mich darauf geführt hat, aus einer Schraube das Schraubenrad zu machen, und indem ich auch sehr genaue Berechnungen anstellte, um den Verlust zu bestimmen, der durch die lebendige Kraft entsteht, welche der Strahl des Aufschlagwassers bei seinem Ausgang aus dem Rade behalten, eine Kraft, welche durch die wegen der großen Erweiterung entstehenden Divergenz der Strahlen vermehrt wird, konnte ich mich überzeugen, daß man ungeachtet dieser Divergenz aus diesem Princip einen beträchtlich größern Nutzeffect ziehen und mannigfache Receptoren combiniren könne.

Die Eigenschaft dieser Maschine besteht darin, sehr große Wassermassen mit sehr geringem Gefälle nutzbar zu machen; hauptsächlich ist sie in Flüssen verwendbar, deren Wasserstände sehr großen Veränderungen unterliegen, und es findet natürlicher Weise eine, dem Motor eine beinahe constante Kraft erhaltende, Compensation zwischen der Verminderung des Gefälles bei Hochgewässern und dem Wasservolum statt, welches das Rad benutzen kann, denn dasselbe kann während der Verminderung des Gefälles bedeutend zunehmen.

Diese Wirkung geht auf eine ganz natürliche Weise vor sich, denn da das Rad senkrecht ist, so kann es nur eine gewisse Tiefe im Wasser waten, und es wirkt alsdann das Wasser beim niedrigen Stande nur auf einen sehr kleinen Theil des Umfanges; bei Hochwasser dagegen kann es ganz mit Wasser bedeckt sein, und es kann das Aufschlagquantum auf die ganze Oberfläche wirken, während es in ganz regelmäßigem Gange bleibt, obgleich es vom Wasser ganz überfluthet wird, wie es bei dem Rade der Fabrik von Noisiel-sur-Marne sehr oft vorkommt.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 6,0 Meter; es macht 15 bis 16 Umgänge pro Minute und kann eine Kraft von 180 Pferden entwickeln, indem es bei vollem Wasser und einem Gefälle von nur 1,0 Meter arbeitet.

Fig. 4 u. 5 Tafel 22. stellt einen Receptor mit horizontaler Achse dar, welcher zum Heben des Wassers für Hrn. Nicolai eingerichtet und von mir „große Radturbine" genannt wurde, denn sie kann sehr leicht die gewöhnlichen mittelschlächtigen Räder ersetzen, während dieselben Transmissionsachsen beibehalten werden, wie es in der Mühle des Obengenannten stattfindet, wo das für ein Rad mit ebenen Schaufeln eingerichtete Gerinne ohne Aenderung für die Radturbine angewendet werden

konnte. Man kann diesen Receptor für große und mittelmäßige Gefälle benutzen.

Wie man sieht, ist dieses Rad dem Poncelet'schen ähnlich; die Wirkung des Wassers findet übrigens nach demselben Princip statt, das Wasser aber wird durch das Innere des Kranzes eingeführt, so daß in dem letztern ununterbrochene Flüssigkeitsfäden realisirt werden können, wie es die Poncelet'sche Theorie für eine isolirte Molecüle andeutet.

Das Wasser strömt durch einen kreisförmigen Schutz, welcher die Oeffnungen nacheinander bedeckt, so daß mit einem beliebigen Wasservolum und nicht bloß mit ganz offenen Oeffnungen von verschiedener Anzahl, sondern auch mit theilweise geschlossenen Oeffnungen gearbeitet werden kann, was die Geradestellung der Leitschaufeln gestattet.

Dieses Rad, daß erwähntermaßen die gewöhnlichen mittelschlächtigen Räder ersetzen kann, ohne etwas zu verändern, eignet sich ganz vortrefflich zur directen Bewegung der Pumpen, wobei es ein Schwungrad bildet.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 5,20 Meter; es macht 11 Umgänge pro Minute, und bei einem Gefälle von 1,40 Meter und einem Aufschlagsquantum von einem Kubikfuß pro Secunde entwickelt es 14 Pferdekräfte.

Fig. 4 u. 5 Tafel 24 stellt einen Receptor dar, den ich „transversale Radturbine" genannt habe; er hat ebenfalls eine horizontale Achse und ist für mittelmäßige Gefälle in dem Falle bestimmt, wo das Etablissement und die Canäle für das Ober- und Unterwasser herzustellen sind; damit die Vertheilung der Kraft auf eine rationelle Weise vor sich gehe, stellt man das Rad in die Mitte des betreffenden Gebäudes; es entwickelt eine beträchtliche Arbeit, die man sofort auf die Wellen mit großer Geschwindigkeit übertragen kann, welche an beiden Seiten des Rades liegen. Bei der Errichtung eines Fabrikgebäudes kann man diesen Apparat als Typus betrachten.

Das Rad hat 4,0 Meter äußern Durchmesser, macht 25 Umgänge pro Minute und hat bei einem Gefälle von 3,0 Meter und einem Aufschlagsquantum von 3 Kubikmetern 90 Pferdekräfte.

Fig. 1 u. 2 Tafel 24 sehen wir eine doppelte Radturbine in dem Gerinne eines gewöhnlichen mittelschlächtigen Rades mit der Beaufschlagung durch zwei Röhren, wovon jede einen rechten Winkel bildet, und ein Ende derselben ist mit dem Aufschlagwasser, das andere mit den kreisstückförmigen Vertheilern verbunden, die wie bei dem vorigen Rade angebracht und mit einem Schutz versehen sind.

Was dieses Rad charakterisirt, ist gewissermaßen der doppelte Effect, den es hervorbringen kann, und die Benutzung sehr großer Wassermassen

bei geringem Gefälle; doch kann es auch mit sehr veränderlichen Aufschlagsquantitäten arbeiten, wenn man das Wasser bei niedrigem Stande nur auf einer Seite, bei mittlerem und hohem Stande von zwei Seiten zugleich eintreten läßt.

Der äußere Durchmesser dieses Rades ist 3,40 Meter, seine Geschwindigkeit 24 Umgänge pro Minute, das Gefälle 1,60 Meter mit einem Aufschlagsquantum von 4 Kubikmetern; wenn beide Seiten offen sind, liefert es eine Kraft von 60 Pferden.

Fig. 6. Tafel 22 ist ein Typus einer Radturbine für starke Gefälle, die mit einem Mantel versehen ist, um das mit großer Rotationsgeschwindigkeit fortgerissene Wasser aufzunehmen, das zwar keine bedeutende Quantität bildet, jedoch so stark geschleudert wird, daß man sich dem Rade ohne gänzliche Durchnässung nicht nähern kann.

Das Rad liegt in dem Gerinne eines oberschlächtigen Wasserrades von 10,0 Meter Durchmesser, und der Nutzeffect desselben war größer als der des alten Rades.

Der unterscheidende Charakter dieses Rades ist der, daß es auf einem beliebigen Platz der Fabrik aufgestellt und von einer Röhre gespeist werden kann, durch welche das Wasser unter Druck eingeführt wird; die directe Transmission der Kraft auf die im Innern der Fabrik stehenden Maschinen, z. B. Holländerwalzen, ist dann leicht zu bewerkstelligen.

Der Durchmesser ist 1,70 Meter, die Geschwindigkeit 90 Umgänge, das Gefälle 9,67 Meter, das Aufschlagsquantum beiläufig 600 Liter und die Kraft circa 60 Pferde.

In Fig. 2 u. 3 Tafel 22 bemerken wir eine Radturbine für die Benutzung sehr großer Gefälle, welche gewissermaßen der Typus einer constanten Kraftvertheilung und von mir in der Stadt Genua ausgeführt worden ist. Die Maschine ist auf eine solide Weise an einer Grundplatte befestigt, was den Vortheil hat, daß man sie ganz zusammengesetzt transportiren kann; bei ihrer Aufstellung ist nicht anderes erforderlich, als sie auf einem zu diesem Zweck bearbeiteten Stein zu befestigen.

Das Rad hat einen Durchmesser von 0,33 Meter und macht bei einem Gefälle von 50,0 Meter pro Minute 850 bis 900 Umgänge, wozu ein Aufschlagsquantum von 9 Liter pro Secunde erforderlich ist; die Kraftentwicklung beträgt 4 Pferde.

Fig. 5 u. 6 Tafel 25 stellt zwei Turbinen mit senkrechter Achse und mit einer geschlossenen gußeisernen Radstube dar, welche einen Canal bildet, der das Wasser von der obern Haltung in den Kranz führt, ohne daß durch die Erweiterung im Querschnitt der geringste Verlust an lebendiger Kraft stattfindet; im Gegentheil vermindert sich der Quer-

schnitt bis zu dem Punkt, wo das Wasser in den Schaufelkranz eintritt.

Bei dieser Anordnung kann man sehr große Wassermassen bei Hochdruckturbinen in einem sehr kleinen Raume verwenden, und sie haben auch den Vortheil, daß man mittels Heber Wasser aus der obern Haltung entnehmen kann, was manchmal von hoher Wichtigkeit ist, wenn Gründungsarbeiten mit Schwierigkeiten verbunden sind, wie es häufig vorkommt, wenn man große Wassermassen bei geringer Fallhöhe benutzen will. Es ist diese Anordnung in Figur 6 dargestellt worden. Der Schutzmechanismus besteht aus kleinen Schützen, die durch die Bewegung einer geringförmigen Platte und einer Kurbel geöffnet oder geschlossen werden, wozu es nur einer halben Umdrehung bedarf. Da sich diese Schutzbretter nacheinander öffnen, so kann man das Aufschlagsquantum nach Belieben bestimmen (Sitzung der Akademie am 9. Februar 1863). Diese Turbine arbeitet mit großer Geschwindigkeit, die Curven sind nach dem Princip des gleichseitigen Dreiecks mit freier Abweichung und geformtem Strahl verzeichnet.

Der mittlere Durchmesser der Heberturbine ist 3,60 Meter, die Geschwindigkeit 22 Umgänge bei einem Gefälle von 1,60 Meter und einem Aufschlagsquantum von 10 Kubikmetern; die Leistung ist 150 Pferdekräfte.

Fig. 5 stellt einen Typus dar, welcher sich für große und mittlere Gefälle eignet und wobei keine oft hindernde Wasserstuben stattfinden; die Vertheilung ist dieselbe wie die mit dem Heber (Fig. 6). Diese Turbine ist mit freier Abweichung und einzelnem Strahl construirt, und da das Gefälle ziemlich groß ist, so kann das Aufschlagsquantum veränderlich sein, ohne dem Nutzeffect Eintrag zu thun. Der mittlere Durchmesser ist 1,80 Meter, die Zahl der Umgänge 31 pro Secunde, das Gefälle 1,90 Meter, die Wassermenge ungefähr 1800 Liter und die mechanische Arbeit 30 Pferdekräfte.

Auf derselben Tafel 25 Fig. 1 u. 2 sehen wir zwei Turbinen mit geschlossenem Kasten und derselben Wasserrichtung als in Fig. 5 u. 6. Sie haben gewissermaßen die Bestimmung ganz entgegengesetzte Bedingungen zu erfüllen, d. h. Benutzung beinahe constanter (Fig. 2) und sehr veränderlicher (Fig. 1) Aufschlagsquantitäten. Die Turbine in Fig. 1 sollte der in Fig. 5 bei beinahe constanten Wassermengen vorgezogen werden, denn ihre Anordnung, wie auch ihr Schutzmechanismus und die Anordnung der Curven mit großer Geschwindigkeit gestattet die Verwendung großer Aufschlagsquantitäten mit einem sehr kleinen und wohlfeilen Apparat. Es ist also der mit Oekonomie verbundene Typus vorzuziehen,

wenn es nicht nothwendig ist, veränderliche Wassermassen zu benutzen; Fig. 4 dagegen hat eine complicirtere Construction und es wird bei übrigens gleichen Verhältnissen der Wasserverbrauch für ein und dieselbe Kraft viel größer; man kann aber sehr veränderliche Wassermengen benutzen, weil die Einrichtung des Schutzwerks so ist, daß man bloß $^1/_{40}$ der Gesammtfläche sämmtlicher Oeffnungen an jeder Seite zu öffnen braucht, während man bei Fig. 5, wo man auch veränderliche Auffschlagsquantitäten benutzt, mindestens an jeder Seite $^1/_{16}$ öffnen muß.

Diese Turbine also sollte für die Benutzung sehr hoher Gefälle mit Weglassung der Wasserstube und bei sehr veränderlichen Wassermengen verwendet werden.

Die Turbine Fig. 2 hat einen Durchmesser von 2,0 Meter, sie macht 85 Umgänge, das Gefälle ist 5,20 Meter, der Wasserverbrauch 2400 Liter und die Arbeit 110 Pferdekräfte. Die Turbine Fig. 1 hat einen Durchmesser von 2,20 Meter, ihre Geschwindigkeit ist 33 Umgänge, der Wasserverbrauch 3 Kubikmeter, und bei einem Gefälle von 2,365 entwickelt sie eine Arbeit von 60 Pferdekräften.

Fig. 3 u. 4 Tafel 25 zeigt gewissermaßen den Typus, welcher den meisten Erfolg gehabt hat; die Turbine hat ebenfalls eine geschlossene Wasserstube, kann aber nur geringere Wassermengen verwenden als die in Fig. 1 desselben Blattes, denn sie empfängt das Wasser nur mit der Hälfte ihrer Peripherie in zwei entgegengesetzten Vierteln, welche durch zwei Schmetterlingsschutze geschlossen werden, die miteinander nicht verbunden sind, damit man sie gleichzeitig oder einzeln öffnen kann, wie man aus Fig. 4 ersieht, wo $7^1/_2$ Oeffnungen auf einer Seite geöffnet sind, während die andere ganz geschlossen ist. Man kann also bei der Anordnung dieser beiden getrennten Schutze die geringste Wasserquantität, über die man bei niedrigem Wasserstande zu verfügen hat, auf eine einzige Seite leiten, um alle Strahlen miteinander zu verbinden, was immer eine bessere Wirkung macht, denn es besteht in der letzten Oeffnung, welche gewissermaßen auf den Boden der Schaufel stößt, anstatt dort frei abzuweichen, ein merklicher Verlust, welcher durch einen doppelten Verlust dargestellt werden würde, wenn man $3^3/_4$ Oeffnungen an jeder Seite frei machte. Wenn wir noch bemerken, daß der Verschluß dieser bogenförmigen Schieber vollkommen hermetisch ist, so ist es begreiflich, welchen großen Werth diese Anordnung für veränderliche Wasservolumen hat, die man bei einem einzigen Motor immer nur mit Schwierigkeit benutzen kann.

Es kann daher dieser Typus mit Vortheil in solchen Fällen angewendet werden, wo sehr große Gefälle vorhanden sind; bei geringen Wasser-

mengen aber und wenn sehr große Wassermassen nur mit einem Motor zu benutzen stehen, soll man den in Fig. 1 dargestellten Apparat vorziehen.

Der Durchmesser des beweglichen Kranzes ist 1,50 Meter, die Anzahl der Umgänge 75; bei einem Gefälle von 6,70 Meter und einem Aufschlagwasser von 1000 Litern arbeitet das Rad mit 67 Pferdekräften.

Fig. 3 u. 4 Tafel 23 stellt zwei Turbinen mit Beaufschlagung von der Seite dar, welche einen sehr großen Erfolg gehabt haben. Der Eintritt des Wassers hat viele Aehnlichkeit mit dem der einfachen Radturbinen, doch haben diese eine senkrechte Achse. Die erste (Fig. 3) ist sehr solide construirt und ist für sehr große Gefälle bestimmt, wenn es sich darum handelt, die Bewegung auf einen sehr hoch über dem Spiegel des Unterwassers gelegenen Punkt zu übertragen. Ihre Schutzvorrichtung besteht in einem einfachen Bogenschieber, der durch eine Stopfbüchse nach aufwärts gezogen werden kann; er macht auch die Eintrittsöffnungen nacheinander frei, so daß man die veränderlichen Wassermengen benutzen kann, während auch die Vergrößerung des mittlern Durchmessers erleichtert wird, um die Anzahl der Umgänge pro Minute zu vermindern, was oft bei sehr hohen Gefällen mit Schwierigkeit verbunden ist.

Diese Anordnung, welche so zu sagen der Ausdruck der Einfachheit ist, hat in mir die Idee erweckt, einen ähnlichen Apparat für geringe Gefälle zu combiniren, welcher weniger Festigkeit erfordert und dessen Bau folglich sehr wohlfeil sein muß. Dieses System ist in Fig. 4 dargestellt, das sich, wie man sieht, von dem vorigen nur durch die Schutzvorrichtung unterscheidet, die aber eine noch einfachere Anordnung hat wie Fig. 3.

Der Durchmesser der Turbine Fig. 1 ist 1,30 Meter, die Anzahl der Umgänge 226, das Gefälle 50,0 Meter, das Aufschlagsquantum 270 Liter, die mechanische Arbeit 135 Pferdekräfte. Der Durchmesser der Turbine Fig. 4 ist 1,30 Meter; sie macht 83 Umgänge, und bei einem Gefälle von 7,0 Meter und einer Wassermenge von 230 Liter entwickelt sie beiläufig 15 Pferdekräfte.

In Fig. 1 derselben Tafel 23 sehen wir eine sehr große Turbine nebst Wasserkammer für sehr veränderliche Wassermassen und Gefälle; auch ist sie hydropneumatisirt, um nur einen Theil ihrer Eintrittsöffnungen frei zu machen, wenn der Spiegel im Unterwasser zu steigen beginnt und das Rad zu ersäufen droht, was dem Nutzeffect sehr nachtheilig sein würde, wenn man nicht ein künstliches Niveau herzustellen im Stande wäre, um sich von dem äußern Wasser zu befreien.

Es ist sehr nothwendig, hier das Maximum der Wirkung bei eintretendem Wassermangel zu benutzen, weil die mechanische Arbeit, welche

die Turbine nicht entwickelt, einer Dampfmaschine entnommen werden muß, die zur Zeit des niedrigsten Wasserstandes mit der Turbine in Verbindung steht.

Diese Turbine ist in gewisser Hinsicht der vollständigste Typus aller jener, die mit offener Wasserstube construirt wurden. In der That ist sie nicht allein mit Schutzklappen versehen, die sich nacheinander gänzlich öffnen, um eine gewisse Anzahl von Oeffnungen gleichzeitig frei zu machen, sondern es ist auch, um die mechanische Arbeit, die eine jede dieser Klappen entwickeln kann, gewissermaßen zu differenziren, ein Differenzialsector angebracht worden, welcher $^1/_{60}$ der die Gesammtheit darstellenden Oeffnungen nacheinander frei macht; ferner wird jeder Bruchtheil der Oeffnung bei der neuen Anordnung der stark redressirten Leitschaufeln, wodurch die große Erweiterung des beweglichen Kranzes erleichtert wird, ebenfalls auf eine vollständige Weise benutzt.

Ich kann ferner behaupten, daß diese Turbine der Typus ist, bei welcher das Maximum der Erweiterung angebracht wurde, die man mit Nutzen geben kann, und die in dem Compte rendu de l'académie des sciences vom 9. Juli 1862 erwähnten Versuche haben die Resultate davon nachgewiesen, die man in der Tabelle Seite 338, welche auch die Resultate der in Fig. 2 Tafel 23 dargestellten Turbine enthält, kennen lernen wird.

Da es sich bei dieser Anwendnng um die Erzielung des höchsten Nutzeffectes bei einem ziemlich hohen Gefälle handelte, so wurden die Schaufeln nach dem Princip der freien Abweichung und des einzelnen Strahles gezeichnet.

Der mittlere Durchmesser ist 3,60 Meter, die Anzahl der Umgänge 18, und bei einem Aufschlagsquantum von 4728 Litern und einem Gefälle von 1,93 Meter werden 97 Pferdekräfte entwickelt (Versuch Nr. 7).

Die Fig. 2 stellt eine Turbine mit offener Wasserkammer dar; sie benutzt ebenfalls sehr veränderliche Aufschlagsquantitäten, ist aber nur für ziemlich kleine Motoren anwendbar, denn sie nimmt wie die Turbine in Fig. 3 u. 4 Tafel 25 das Wasser nur an der halben Peripherie, ein Viertel an jeder Seite, auf. Es ist dies gewissermaßen die einfachste Turbine, die man mit offener Wasserstube construiren kann, und zwar insofern, als sie einen Schmetterlingsschutz hat, welche Anordnung ökonomisch ist und einen hermetischen Verschluß gewährt; übrigens ist dieser Schmetterlingsschutz sehr leicht zu bewegen, besonders seitdem man bei Ausführung der großen Erweiterung die Breite des Leitschaufelkranzes verringern konnte. Dieser Motor ist dem in der Kautschukfabrik von Persan (Oise) ganz ähnlich, und die Resultate der Versuche, die

mit dieser Turbine gemacht wurden, sind in der Tabelle Seite 338 angeführt. Wie man sehen kann, gibt der Nutzeffect dieser letztern nichts nach; es ist übrigens ihre Ausweitung auch sehr beträchtlich.

Der mittlere Durchmesser dieses Receptors ist 1,70 Meter, es werden pro Minute 47 Umgänge gemacht, das Gefälle beträgt 3,80 Meter, das Aufschlagsquantum 800 Liter, die entwickelte Kraft 28 Pferde.

Anhang. Notiz über die Versuche, welche an zwei Turbinen mit freier Abweichung gemacht und wovon die Resultate der Akademie der Wissenschaften in der Sitzung vom 21. Juli 1862 mitgetheilt wurden. — Die Resultate, welche ich in der Akademie der Wissenschaften in den Sitzungen vom 28. April und 6. October 1851 und 20. Februar 1852 vorzulegen die Ehre hatte, wiesen es nach, daß das Turbinensystem, welches ich das hydropneumatische mit freier Abweichung nannte, hinsichtlich des davon zu erwartenden Nutzeffectes, selbst bei sehr veränderlichen Wassermengen und Gefällen, nichts zu wünschen übrig lasse. Später in der Sitzung vom 30. April 1855, überreichte ich der Akademie eine Notiz in Betreff eines neuen Motors, Schraubenrad genannt, wo in dem Innern der beweglichen Canäle desselben das Wasser nur unter der Bedingung mit Nutzen arbeiten kann, wenn diese Canäle eine Form haben, die von dem Eintritt bis zum Austritt sehr stark erweitert ist.

Diese Erweiterung, welche mehreren gelehrten Ingenieuren sehr übertrieben erschien, und zwar in dem Maße, daß der Nutzeffect der Maschine beeinträchtigt würde, ist durch Versuche, die man im Conservatorium imperial des Arts et Metiers an einer kleinen Vertheilungsturbine mit constanter Kraft, die für ein Gefälle von 50,0 Meter bestimmt war, machte und über die von dem General Morin am 21. Juli 1856 der Akademie berichtet wurde, nichtsdestoweniger gerechtfertigt.

Diese letztern Versuche als Anhaltspunkte betrachtend, widmete ich mich mehrere Jahre hindurch dem Studium der Anwendung dieser großen Erweiterung des beweglichen Kranzes auf die Turbinen mit senkrechter Achse. Die ersten Turbinen, welche ich nach diesem Princip ausführte, wurden wie das Schraubenrad selbst in der Art hergestellt daß die Flüssigkeitsfäden, obwohl in den beweglichen Canälen frei abweichend, sie doch vollständig ausfüllten, und dieser Umstand war es, der mich darauf führte, dieser Wirkungsweise die Benennung „Gang durch freie Abweichung mit geformten Strahlen" zu geben.

Mehrere Hydrauliker haben sich in verschiedenen Epochen damit beschäftigt, diese Wirkungsart zu realisiren, jedoch ohne Erfolg, und man

sah es bei einiger Ueberlegung bald ein, daß man den beabsichtigten Zweck wegen der in der Praxis vorkommenden Veränderungen der Gefälle und der Geschwindigkeiten mit hinreichender Annäherung nur durch eine solche Schiefstellung der Leitschaufeln erreichen könne, daß die absolute Geschwindigkeit des zufließenden Wassers, die Geschwindigkeit der Turbine und endlich die relative Geschwindigkeit des Wassereintrittes unter sich gleich seien, d. h. daß sie drei Seiten eines gleichseitigen Dreieckes bilden, denn alsdann bleibt die Stärke des in die beweglichen Canäle eingeführten flüssigen Strahls dieselbe, sei es nun, daß man einen der beiden äußersten Fälle in Betracht zieht, den nämlich, daß sich die Turbine mit einer Geschwindigkeit bewegt, welche der des zuströmenden Wassers gleich ist, oder daß die Turbine mit einer beinahe Null gleichen Geschwindigkeit gehe.

Eine große Anzahl von Anwendungen verschaffte mir das Vergnügen, die Richtigkeit meiner Ansichten bestätigt zu sehen; als Beispiel führe ich die beiden Turbinen der Papierfabrik von de la Haye-Descartes (Fig. 5 u. 6 Tafel 25) an, welche nach dem Princip construirt sind und durch Heber beaufschlagt werden, deren jeder nicht weniger als 8 bis 10 Kubikmeter pro Secunde ergießt, da diese Speisungsmethode den Vortheil gewährte, die Turbinen mit dem niedrigsten Stande des Unterwassers gleich zu legen, während man sonst, um eine zweckmäßige Beaufschlagung zu erreichen, genöthigt gewesen wäre, sie beträchtlich unter diesen Wasserstand zu legen, so daß sich die Schwierigkeiten der Fundamentirung noch bedeutend vermehrt hätten (Sitzung d. Akad. v. 9. Febr. 1863).

Die Anwendung der Turbinen mit geformten Strahlen geschah hauptsächlich bei geringen Gefällen mit sehr großen Wassermassen, weil man in diesen Fällen die Winkelgeschwindigkeit der gewöhnlichen Turbinen beinahe verdoppeln kann. Nicht weniger interessant aber war es, das Studium des Princips der großen Ausweitung auch auf die Turbinen auszudehnen, welche der Gegenstand der Mittheilungen vom October 1851 und April 1852 waren, nämlich Turbinen mit geringer Geschwindigkeit, welche ich seitdem zur Unterscheidung von den eben besprochenen „Turbinen, betrieben durch freie Abweichung mit einzelnen Strahlen" (Turbines marchant par libre déviation à veines détachées) nannte.

Die Resultate dieser letzten Untersuchung nun sind es, welche ich heute der Akademie vorlegen will, indem ich Bericht erstatte über die Versuche, die an zwei Turbinen dieses letztern Systems gemacht wurden, wovon die eine in der Manufactur von Rousseau de Lafarge zu Persan (Oise) bei einem Gefälle arbeitet, dessen Unterwasserspiegel sehr geringe Veränderungen erleidet, während die andere mit dem Beistande des In-

genieurs Hrn. Callon in der Spinnerei von Revil et Comp. in Amilly bei Montargis (Loiret) für ein Gefälle errichtet wurde, wo die Wasservolumen und die Niveaus sehr veränderlich sind, was die Herstellnng eines hydropneumatischen Apparats für diese Turbine motivirte, um in comprimirter Luft gehen zu können (Fig. 1 Tafel 23).

Bei der ersten dieser beiden Turbinen war das Verhältniß der Breiten des beweglichen Kranzes beim Eintritt und beim Austritt 0,110 bis 0,350 Meter, und bei der zweiten 0,246 bis 0,901 Meter. Diese beiden Verhältnisse, die ziemlich auf das von 1 : $3\frac{1}{2}$ herauskommen, sind den Angaben entgegengesetzt, welche man bei den Autoren findet, die über diesen Gegenstand geschrieben haben; und wenn man indessen die Verluste an lebendiger Kraft beim Austritt aus dem Receptor, welche die Folge einer solchen Erweiterung sind, wie wir auseinandergesetzt haben, auch so annähernd als möglich betrachtet, so nimmt man bald wahr, daß der Vortheil, den man aus dieser Erweiterung in Folge des kleinen Winkels zieht, unter dem es dann möglich ist, das Wasser austreten zu lassen, größer ist als der Verlust.

Die in der Tabelle auf Seite 338 und 339 angeführten Versuche liefern übrigens hierzu die Beweise. Diese Tabelle ist in zwei verschiedene Serien eingetheilt, wovon die eine der Turbine der Kautschukmannfactur zu Persan angehört und vier Versuche enthält; die zweite bezieht sich auf die Spinnerei von Amilly und enthält zehn Versuche.

Das sehr geringe Aufschlagsquantum, über das man im ersten Falle verfügen konnte, gestattete die Ermittlung der Wassermenge, welche die Turbine verbrauchte, mittels eines Ueberfalles mit dünner Wand, der in dem Unterwasser in hinreichender Entfernung von der Turbine war hergestellt worden. Die Contraction des flüssigen Strahls fand an den drei Seiten dieses Ueberfalles statt, und lag dessen Schwelle beiläufig 0,60 Meter über der Canalsohle, d. h. in einer solchen Höhe, daß die Wassertiefe oberhalb des Ueberfalles gleich war dem Vier- oder Fünffachen der Höhe des Wasserspiegels über der Schwelle des Ueberfalles. Wir hatten also hierbei die Versuche Lesbros' bei seinen zwei Ueberfällen mit vollständiger Contraction im Auge, deren Schwellen 0,54 Meter über der Sohle des Ueberfalles lagen. Die Versuche Lesbros' für Druckhöhen zwischen 0,14 Meter und 0,95 Meter haben im Durchschnitt ergeben Coefficienten von 0,393 Meter und 0,398 Meter, je nachdem die Breite des Ueberfalles 0,200 Meter oder 0,600 Meter war. Hier, wo die Breite 4,0 Meter betrug, glaubten wir als Coefficienten der Wassermenge die von Poncelet und Lesbros ermittelte Zahl 0,405

Meter als einen in gewöhnlich praktischen Fällen brauchbaren Durchschnitt annehmen zu müssen.

Wir erhielten auf diese Weise die in der zehnten Spalte angegebenen Volumen, und da wir aus der sechsten und achten Spalte die Druckhöhe auf die Einlaßöffnungen der Turbine und den Querschnitt dieser Oeffnungen kennen, so konnten wir die theoretische Wassermenge berechnen, die sich durch sie ergießt, und daraus den entsprechenden Coefficienten ableiten. Wir fanden die vier Zahlen: 0,876, 0,858, 0,863 und 0,812, die sich untereinander nur innerhalb der Grenze unterscheiden, welche von dem Grade der Genauigkeit abhängt, den man bei der Ausführung von Oeffnungen erwarten kann, deren kleinste Dimension 0,028 ist. Dazu ist noch zu bemerken, daß der Durchschnitt 0,852 dieser vier Zahlen vollkommen mit dem Coefficienten 0,85 übereinstimmt, den wir gewöhnlich bei den Berechnungen zur Anlage von Turbinen dieser Art zu Grunde legen, wo die Wasserstrahlen, die mit der der Druckhöhe über den Oeffnungen entsprechenden Geschwindigkeit einströmen, in den beweglichen Canälen wirken, ohne sie auszufüllen, d. h. indem sie sich von ihren convexen Wänden absondern und sich im Gegentheil an ihre Concavität legen.

Wir haben also mit Anwendung desselben Coefficienten 0,85 und den Zahlen der 6. u. 8. Spalte der Tabelle das Aufschlagsquantum der Turbine von Amilly für die acht ersten Versuche berechnet, wo diese Turbine, 0,59 Meter im Unterwasser badend, sich dennnoch in der comprimirten Luft dreht, d. h. wo sie hydropneumatisirt war.

Bei den beiden andern Versuchen, wobei sich die Turbine im Unterwasser bewegte (da die Wirkung des hydropneumatischen Apparates absichtlich aufgehoben war), war die Druckhöhe der Abflußgeschwindigkeit keine andere als das Gefälle selbst, das in der 5. Spalte notirt ist.

Indem man die in der 14. Spalte angegebenen Ergebnisse mit denen vergleicht, welche der Gegenstand meiner am 6. October 1851 und 23. Februar 1852 gemachten Mittheilungen waren, so findet man, daß diese letztern mindestens erreicht, wo nicht überschritten sind.

Man kann also behaupten, daß die Anordnung einer sehr starken Ausweitung des beweglichen Kranzes den ausgesprochenen Befürchtungen gegenüber gar keinen nachtheiligen Einfluß auf die Leistungen des Receptors ausgeübt hat; es ist aber außerdem zu erwägen, daß diese Anordnung, indem sie minder breite Einlaßöffnungen zuläßt, bei übrigens gleichen Verhältnissen, hierdurch selbst die Anlage von leichter zu handhabenden Schutzen, sowie dünnere Leitschaufeln gestattet, welche also für den Einfluß des Wassers besser geeignet sind.

Man bemerkt, daß die Turbine von Amilly, obgleich sie kräftiger ist als die von Persan, ein merklich geringeres Ergebniß zu verrathen scheint, doch ist diese Anomalie wirklich nur scheinbar, denn sie hat ihren Grund 1. zum größten Theil in der Ursache, daß der Kraftmesser im ersten Falle an eine liegende von der Turbine in Bewegung gesetzten Welle angelegt werden mußte, während man ihn in Persan auf die Achse des Receptors selbst legen konnte; 2. daß die Turbine natürlicher Weise nicht im Wasser watete, während man bei der Turbine von Amilly im voraus von der von dem Receptor mitgetheilten Arbeit diejenige abziehen mußte, welche die Ingangsetzung des Einblasungs- oder hydropneumatischen Apparats erforderte.

Vergleicht man hinsichtlich derselben Turbine von Amilly den Versuch Nr. 7 mit denen der N. 7bis und 7ter, so kann man den Werth der Hydropneumatisation in einem Falle beurtheilen, wo das Aufschlagwasser auf die $\frac{48}{72} = \frac{2}{3}$ der Peripherie des Rades wirkt. Der Nutzeffect beträgt:

$$\frac{0{,}799 - 0{,}704}{0{,}704} = 13 \text{ bis } 14 \text{ Procent},$$

welche Ziffer mit denen übereinstimmt, über welche bei ähnlichen Verhältnissen der Akademie am 23. Februar 1852 Bericht erstattet wurde. Es ist unnütz hinzuzufügen, daß sich dieser Nutzeffect nach Maßgabe, als das Wasser auf einen minder ausgedehnten Bogen des beweglichen Kranzes fällt, noch vermehrt.

Da aber das Princip der Hydropneumatisation und seine Folgen von den Industriellen nicht immer vollkommen verstanden wird, so glaube ich beim Schluß dieser Abhandlung die Bemerkung machen zu müssen, daß der Zweck der Hydropneumatisation darin besteht, drei sehr verschiedene Verluste an Nutzeffect, die durch das Eintauchen einer Turbine in das Unterwasser entstehen, zu vermeiden. Die beiden ersten Verluste, welche die minder wichtigen sind, werden die einzigen sein, die sich ergeben, wenn die Turbine das Aufschlagwasser auf ihrem ganzen Umfange aufnimmt; es handelt sich hier einestheils um die Reibung der Turbine in dem Wasser, worin sie sich dreht, anderntheils um Störungen, welche dadurch entstehen, daß der Theil der beweglichen Canäle, wo sich die Strahlen des Aufschlagwassers absondern, mit Luft*) gefüllt sind, wenn die Turbine nicht im Wasser geht, und sich im entgegengesetzten Falle

*) Bei atmosphärischem Druck, wenn sich die Turbine über dem Unterwasser bewegt, und unter einem vom Hinterwasser bestimmten Druck, wenn sich die Turbine unter dem Unterwasser, jedoch in comprimirter Luft, dreht.

mit relativ stagnirendem Wasser füllen, das die freie Abweichung des Aufschlagwassers hindert.

Der dritte Verlust aber, welcher der bedeutendste ist, zeigt sich, wenn eine mehr oder minder im Wasser gehende Turbine nur an einem Theil ihres Umkreises beaufschlagt wird. In der That, wenn die Schaufeln der Turbine, nachdem sie sich im Unterwasser gefüllt haben, beim Durchgang unter dem nicht gespeisten Bogen bei Einlaßöffnungen vorbeigehen, so muß zwischen der relativ stagnirenden Wassermasse, welche die Schaufeln ausfüllt, und den ersten vom Oberwasser zufließenden Strahlen, die mit dieser Wassermasse zusammentreffen, ein wirklicher Stoß entstehen, der demjenigen ähnlich ist, der von zwei festen Massen herrührt, die sich mit verschiedenen Geschwindigkeiten begegnen, und daraus entsteht ein Verlust lebendiger Kraft oder mechanischer Arbeit. Dies ist aber noch nicht alles; die Strahlen des Aufschlagwassers, welche in Folge des Stoßes einen Theil der relativen Geschwindigkeit verloren haben, die ihnen nothwendig ist, um frei in die beweglichen Canäle abzuweichen und daraus mit einer absoluten, Null oder beinahe Null gleichen Geschwindigkeit auszutreten, werden mit der Rotationsbewegung der Turbine fortgerissen, und es gesellt sich daher zu der durch den Stoß verursachten Unregelmäßigkeit eine neue, die nicht minder bedeutend ist.

Erklärung der Figuren in Betreff der vergleichenden Untersuchungen über die Bewegung des Wassers in den Turbinen. — Figur 6 u. 14 Tafel 24 stellen den Eintritt des Wassers unter beschleunigendem Druck ohne Stoß und mit gezwungener Entleerung dar, wenn die Schutze ganz geöffnet sind; werden aber diese nur zum Theil geöffnet, so findet der Eintritt ohne beschleunigenden Druck, jedoch mit Stoß statt; bei den Schaufeln mit horizontaler Beaufschlagung (Fig. 14) findet die Entleerung in beinahe continuirlicher Weise statt, während dies bei denen mit senkrechtem Eintritt (Fig. 6) in discontinuirlicher Art der Fall ist.

Diese beiden Anordnungen, unbeschadet der Viertelumdrehung, welche Fourneyron an dem Euler'schen Apparat (den ich bloß im Zustande der Theorie betrachte, wenn Fourneyron daraus einen vortrefflichen Motor für die Industrie herstellt) anbrachte, haben eine auffallende Aehnlichkeit; nur hat man den Schaufeln eine Viertelumdrehung in Fig. 6 gegeben, als diese alle die Vervollkommnungen erhalten hatte, welche diese Wirkungsweise des Aufschlagwassers gestattet.

Fig. 10 Tafel 24 stellt den theoretischen Ausdruck der neuen Wirkungsweise des Wassers dar, welche ich Beaufschlagung ohne Druck

und Stoß und mit continuirlicher Entleerung durch freie Abweichung (admission sans pression et sans choc, et à évacuation continue par libre déviation) nenne. Diese Figur soll den Beweis liefern, daß die Wirkung, welche man der Centrifugalkraft beimißt, in der über diese Wirkungsweise aufgestellten Theorie nicht existirt. Man kann wahrnehmen, daß die absolute Bewegung des Wassers beim Austritt aus der sehr kleinen Schaufel, b c, die an dem Rande des innern Kranzes gezeichnet ist, weder in der Größe noch in der Richtigkeit geändert wird, daß aber dieses Wasser Zonen in der Richtung des Halbmessers durchläuft, deren Geschwindigkeit sich bis zum äußern Rand des Kranzes vermehrt, und wenn sich in diesem Falle die relative Bewegung vermehrt, so geschieht es wegen der aufeinanderfolgenden Punkte, die sich mit immer größern Geschwindigkeiten vor dem flüssigen Strahl bewegen, und nicht durch die Centrifugalkraft, weil dieser Strahl von den Wänden des sich drehenden Systems nicht berührt worden ist.

Derselbe Vorgang findet statt, wenn man diese Curve so vergrößert, daß die beiden Ränder des Kranzes, der äußere und innere, miteinander verbunden werden; nur wird dieser Punkt, da sich die Wirkung des Aufschlagwassers im Mittelpunkt seiner Breite concentrirt, diejenige Geschwindigkeit annehmen, welche der Punkt annimmt, wo die kleine Schaufel construirt ist, damit die Wirkung durch freie Abweichung ihren höchsten Grad erreiche, was auch schon durch die oben dargestellte sehr einfache Theorie bewiesen ist.

Fig. 9 stellt die Realisation der neuen Wirkungsmethode des Wassers, die ich „Beaufschlagung ohne Druck und ohne Stoß und mit continuirlichem Ausflusse durch freie Abweichung" nenne, dar, wenn die Einlässe nach ihrer ganzen Höhe geschlossen und in hinreichender Anzahl vorhanden sind, um das ganze variable Volum, das man benutzen will, einströmen zu lassen. Auch stellt diese Figur die Zeichnung der Leit- und beweglichen Schaufeln der Anwendung ohne merkliche Erweiterung (Egreville 1851) dar.

Fig. 11 u. 13 sind die Pendants von Fig. 5 und 6, so groß ist die Aehnlichkeit zwischen diesen Figuren. In der That tritt das Wasser bei beiden senkrecht ein, nur Fig. 11 hat ihre horizontale Achse, während die Fig. 13 senkrecht ist. Um bei dieser neuen Verzeichnung die freie Abweichung rationeller zu bewirken, sind die Wände der beiden beweglichen Kränze bedeutend ausgeweitet, wie aus dem zwischen beiden Figuren stehenden und beiden gemeinschaftlichen Querschnitt zu ersehen ist.

Aus diesen Versuchen geht hervor:

mit relativ stagnirendem Wasser füllen, das die freie Abweichung des Aufschlagwassers hindert.

Der dritte Verlust aber, welcher der bedeutendste ist, zeigt sich, wenn eine mehr oder minder im Wasser gehende Turbine nur an einem Theil ihres Umkreises beaufschlagt wird. In der That, wenn die Schaufeln der Turbine, nachdem sie sich im Unterwasser gefüllt haben, beim Durchgang unter dem nicht gespeisten Bogen bei Einlaßöffnungen vorbeigehen, so muß zwischen der relativ stagnirenden Wassermasse, welche die Schaufeln ausfüllt, und den ersten vom Oberwasser zufließenden Strahlen, die mit dieser Wassermasse zusammentreffen, ein wirklicher Stoß entstehen, der demjenigen ähnlich ist, der von zwei festen Massen herrührt, die sich mit verschiedenen Geschwindigkeiten begegnen, und daraus entsteht ein Verlust lebendiger Kraft oder mechanischer Arbeit. Dies ist aber noch nicht alles; die Strahlen des Aufschlagwassers, welche in Folge des Stoßes einen Theil der relativen Geschwindigkeit verloren haben, die ihnen nothwendig ist, um frei in die beweglichen Canäle abzuweichen und daraus mit einer absoluten, Null oder beinahe Null gleichen Geschwindigkeit auszutreten, werden mit der Rotationsbewegung der Turbine fortgerissen, und es gesellt sich daher zu der durch den Stoß verursachten Unregelmäßigkeit eine neue, die nicht minder bedeutend ist.

Erklärung der Figuren in Betreff der vergleichenden Untersuchungen über die Bewegung des Wassers in den Turbinen. — Figur 6 u. 14 Tafel 24 stellen den Eintritt des Wassers unter beschleunigendem Druck ohne Stoß und mit gezwungener Entleerung dar, wenn die Schutze ganz geöffnet sind; werden aber diese nur zum Theil geöffnet, so findet der Eintritt ohne beschleunigenden Druck, jedoch mit Stoß statt; bei den Schaufeln mit horizontaler Beaufschlagung (Fig. 14) findet die Entleerung in beinahe continuirlicher Weise statt, während dies bei denen mit senkrechtem Eintritt (Fig. 6) in discontinuirlicher Art der Fall ist.

Diese beiden Anordnungen, unbeschadet der Viertelumdrehung, welche Fourneyron an dem Euler'schen Apparat (den ich bloß im Zustande der Theorie betrachte, wenn Fourneyron daraus einen vortrefflichen Motor für die Industrie herstellt) anbrachte, haben eine auffallende Aehnlichkeit; nur hat man den Schaufeln eine Viertelumdrehung in Fig. 6 gegeben, als diese alle die Vervollkommnungen erhalten hatte, welche diese Wirkungsweise des Aufschlagwassers gestattet.

Fig. 10 Tafel 24 stellt den theoretischen Ausdruck der neuen Wirkungsweise des Wassers dar, welche ich Beaufschlagung ohne Druck

und Stoß und mit continuirlicher Entleerung durch freie Abweichung (admission sans pression et sans choc, et à évacuation continue par libre déviation) nenne. Diese Figur soll den Beweis liefern, daß die Wirkung, welche man der Centrifugalkraft beimißt, in der über diese Wirkungsweise aufgestellten Theorie nicht existirt. Man kann wahrnehmen, daß die absolute Bewegung des Wassers beim Austritt aus der sehr kleinen Schaufel, b c, die an dem Rande des innern Kranzes gezeichnet ist, weder in der Größe noch in der Richtigkeit geändert wird, daß aber dieses Wasser Zonen in der Richtung des Halbmessers durchläuft, deren Geschwindigkeit sich bis zum äußern Rand des Kranzes vermehrt, und wenn sich in diesem Falle die relative Bewegung vermehrt, so geschieht es wegen der aufeinanderfolgenden Punkte, die sich mit immer größern Geschwindigkeiten vor dem flüssigen Strahl bewegen, und nicht durch die Centrifugalkraft, weil dieser Strahl von den Wänden des sich drehenden Systems nicht berührt worden ist.

Derselbe Vorgang findet statt, wenn man diese Curve so vergrößert, daß die beiden Ränder des Kranzes, der äußere und innere, miteinander verbunden werden; nur wird dieser Punkt, da sich die Wirkung des Aufschlagwassers im Mittelpunkt seiner Breite concentrirt, diejenige Geschwindigkeit annehmen, welche der Punkt annimmt, wo die kleine Schaufel construirt ist, damit die Wirkung durch freie Abweichung ihren höchsten Grad erreiche, was auch schon durch die oben dargestellte sehr einfache Theorie bewiesen ist.

Fig. 9 stellt die Realisation der neuen Wirkungsmethode des Wassers, die ich „Beaufschlagung ohne Druck und ohne Stoß und mit continuirlichem Ausflusse durch freie Abweichung" nenne, dar, wenn die Einlässe nach ihrer ganzen Höhe geschlossen und in hinreichender Anzahl vorhanden sind, um das ganze variable Volum, das man benutzen will, einströmen zu lassen. Auch stellt diese Figur die Zeichnung der Leit- und beweglichen Schaufeln der Anwendung ohne merkliche Erweiterung (Egreville 1851) dar.

Fig. 11 u. 13 sind die Pendants von Fig. 5 und 6, so groß ist die Aehnlichkeit zwischen diesen Figuren. In der That tritt das Wasser bei beiden senkrecht ein, nur Fig. 11 hat ihre horizontale Achse, während die Fig. 13 senkrecht ist. Um bei dieser neuen Verzeichnung die freie Abweichung rationeller zu bewirken, sind die Wände der beiden beweglichen Kränze bedeutend ausgeweitet, wie aus dem zwischen beiden Figuren stehenden und beiden gemeinschaftlichen Querschnitt zu ersehen ist.

Aus diesen Versuchen geht hervor:

1. daß der Nutzeffect der Girard'schen Turbine bei Gefällen von 4,0 Meter bis 12,0 Meter und Wasservolumen von 4 bis 15 Liter pro Secunde niemals bis unterhalb 0,65 gesunken ist;

2. daß sich dieser Nutzeffect mit der Schutzöffnung vermindert, ohne emals geringer zu sein als 0,71 Meter, wenn der Schutz ganz geöffnet ist;

3. daß bei den bedeutendsten Gefällen von 9 bis 10,0 Meter, über die man verfügen konnte, und bei einer vollständigen Oeffnung des Schutzes der Nutzeffect auf 0,76 stieg.

§ 85.

Bemerkungen des Verfassers zur vorstehenden Abhandlung von Girard.

In der vorliegenden Abhandlung legt Girard in höchst interessanter Weise dar, wie er nach längerm Zögern nach und nach dazu gelangt ist, das Princip der freien Abweichung beim Bau seiner hydraulischen Motoren in durchgreifender Weise zur Anwendung zu bringen und zwar hat er dieß bekanntlich mit solchem Erfolge gethan, daß Girardturbinen jetzt in allen Ländern in großer Anzahl gebaut werden. Ich übergehe den geschichtlichen Theil der Erörterungen Girard's, auf den Schluß des Werkes verweisend, und wende mich zum sachlichen Theile derselben. Ein neues Princip hat Girard bei seinen Turbinen allerdings nicht in Anwendung gebracht, denn reine Druckturbinen sind in verschiedenen Gegenden lange vor dem Bekanntwerden Girard's angewendet worden, wenn auch nur als Partialturbinen, Tangentialräder und sogenannte Centrifugalturbinen.

Allein Girard hat dieses Princip (die reine Actionswirkung der Wasserstrahlen) zuerst auf Turbinen mit voller Beaufschlagung und war in so bewußter und nachhaltiger Weise ausgedehnt und an den von ihm gebauten Motoren so zahlreiche Verbesserungen angebracht, daß das reine Actionsprincip überhaupt nur dadurch allgemein zur Geltung gelangen konnte. Es muß daher Girard wohl als der intellectuelle Urheber der reinen Actionsturbinen bezeichnet werden.

Die althergebrachten Regeln über den Bau der hydraulischen Motoren über den Haufen werfend und allen Vorurtheilen ins Gesicht schlagend, hat Girard als ausgezeichneter Constructeur eine ganze Reihe hydraulischer Motoren mit ganz neuen Dimensionsverhältnissen, gänzlich

neuen Formen, mit vorzüglichen Regulir-Vorrichtungen der mannigfachsten Art gebaut und zwar alles in so vorzüglicher constructiver Durchführung und alle Schwierigkeiten überwindend, daß seine Motoren noch lange Zeit als Muster dastehen werden.

Girard hat zuerst die Ausweitung des Laufradquerschnittes gegen die Austrittstelle hin und gleichzeitig die Luftöffnungen zur Ventilirung des Rades angewendet und hauptsächlich dadurch seine Erfolge herbeigeführt. Es ist in § 68 nachgewiesen worden, wie groß der Einfluß dieser Radausweitung ist, ohne welche eine reine Actionsturbine gar nicht vortheilhaft sein könnte.

Girard hat auch zuerst einen klaren Unterschied gemacht zwischen Turbinen mit frei abweichendem Strahle und mit continuirlicher Entleerung (Actionsturbinen mit voller Beaufschlagung und mit dünnen Leitschaufeln, welche keine wesentliche Unterbrechung des austretenden Strahles resp. Wasserkranzes bilden) und solche mit intermittirendem Strahle (Partialturbinen wie z. B. die Turbine Tafel 28, wo jeder austretende Wasserstrahl durch eine dicke Leitschaufel vom andern getrennt ist, so daß der Motor eine eigentliche Strahlturbine bildet), er hat ferner zuerst unterschieden zwischen ganz freier Abweichung und Abweichung mit geformtem Strahle (Turbinen mit begrenztem Strahle nach § 63).

In einem Punkte hat sich Girard (und mit ihm die meisten seiner Nachahmer) bezüglich seiner Turbinen getäuscht und zwar hinsichtlich der Einwirkung der Centrifugalkraft beim Durchflusse des Wassers durch das Laufrad bei den Turbinen mit parallel der Achse gerichteter Beaufschlagung. Er stellt jedes centrifugale Bestreben des Wassers in seinen Actionsturbinen in Abrede und hat hierin vollkommen Recht für die Turbinen mit radialer Beaufschlagung von innen oder außen, keineswegs aber für die weitaus größere Zahl derjenigen mit achsialer (parallel der Achse gerichteter) Beaufschlagung, für welche unter §§ 73 und 74 das centrifugale Bestreben nachgewiesen wurde. An einer einzigen Stelle ist Girard indessen doch auch auf dieses Abfließen des Wassers von der Achse aufmerksam geworden, wie aus dem Wortlaute seiner Abhandlung unter 2) Seite 367 hervorgeht, wo er die Nachtheile aufzählt, welche ein nicht ausgeweitetes Laufrad einer Actionsturbine im Gefolge hat. Girard findet an dieser einen Stelle ganz richtig, daß der aus dem Leitcanal ausfließende Wasserstrahl um so stärker gegen den äußern beweglichen Kranz (den äußern Umfang des Laufrades) stößt, je kleiner der Autrittswinkel a des Leitapparates oder je länger die Projection des absoluten Wasserweges auf die Radebene ist.

Die Turbinen nach dem Girard'schen Systeme haben in neuerer Zeit eine sehr große Verbreitung erlangt und werden überall unter ihrem einzig richtigen Namen als Girardturbinen bezeichnet, ausgenommen in Deutschland.

Sei es, daß man dort aus etwelcher patriotischer Speculation keine französische Construction anerkennen will, oder sei es geschäftliche Speculation verbunden mit Eitelkeit, man hört dort selten die Bezeichnung „Girardturbine" und beinahe jeder Constructeur eines größern Geschäftes, welches in dieser Branche arbeitet, beliebt den ganz mittelmäßig abcopirten Girardturbinen seinen Namen vorzuhängen.

Theilweise mag es wohl auch Unkenntniß sein, welche diese Constructeure veranlaßt, längst vorhandene oder nur höchst unbedeutend veränderte (nicht einmal verbesserte) Constructionen unter dem eigenen Namen auszurufen und sogar patentiren zu lassen.

Was nun die algebraischen Ausdrücke der vorstehenden Abhandlung von Girard anbelangt, so sind dieselben erfahrungsmäßig in der gegebenen knappen Form den meisten Lesern nicht verständlich und folgen daher hier einige erläuternde Bemerkungen zu denselben.

Es ist nämlich bei jeder Turbine der mittlere Druck, welchen das Wasser bei seinem Durchfluß durch das Laufrad auf die Schaufeln ausübt, leicht aus der Umfangskraft der Turbine und diese letztere aus der Umfangsgeschwindigkeit zu berechnen.

Nennt man T die theor. Leistung des Motors in Kilogrammmetern, R die Umfangskraft in Kilogrammen und v die Umfangsgeschwindigkeit in Metern am mittlern Durchmesser, so erhalten R und v verschiedene Werthe, je nach der Größe der Winkel α und β und es ist unter allen Umständen das Product der Umfangsgeschwindigkeit mit der theoretischen Umfangskraft gleich der theoretischen Leistung der Turbine; also

$$R \cdot v = T.$$

Es ist daher umgekehrt die Umfangskraft R jederzeit $R = \frac{T}{v}$ sowie die Umfangsgeschwindigkeit

$$v = \frac{T}{R}.$$

Um nun die Werthe von R und v mit dem Werthe $\sqrt{2gh}$ in Beziehung zu bringen, ist es nothwendig, ein Verhältniß zwischen $\sqrt{2gh}$ und T festzustellen, was auf folgende Weise geschieht.

Es ist die theoretische Leistung T jederzeit $= 1000\,Q\,h$, oder wenn man das Wasserquantum in Kilogramm mit Q bezeichnet:

$$T = Q\,h.$$

Nun ist bei jeder reinen Druckturbine die theoretische Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus dem Leitapparate gleich

$$U = \sqrt{2gh} \text{ und}$$

daher die Summe Δ der normalen Ausflußquerschnitte $\Delta = \frac{Q}{\sqrt{2gh}}$;

oder $Q = \Delta\sqrt{2gh}$.

Setzt man nun in dem Ausdrucke $T = Qh$ statt Q den gleich großen Werth $\Delta\sqrt{2gh}$ ein, so wird

$$T = \Delta\sqrt{2gh}.h$$

und da ferner der hydrostatische Druck auf den ganzen Ausflußquerschnitt gleich ist Δh, so ist auch, wenn man diesen jederzeit gegebenen Druck Δh mit P und den Werth $\sqrt{2gh}$ mit V bezeichnet

$$T = \Delta h.\sqrt{2gh} = P.\sqrt{2gh}. = P.V.$$

d. h. es ist bei jeder reinen Actionsturbine der theoretische Effect der Wasserkraft gleich dem Producte des hydrostatischen Druckes (nicht hydrodynamischen Druckes) auf den Ausflußquerschnitt mit der theoretischen Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

Da der Werth $\sqrt{2gh}$ und derjenige von Δ jederzeit gegeben ist, so läßt sich nun der Umfangsdruck (der Wasserdruck auf die Schaufeln des Laufrades) leicht mit dem hydrostatischen Drucke P vergleichen; denn es ist

$$R.v = P.V = T.$$

Ist nun bei einer Druckturbine die Umfangsgeschwindigkeit $v =$ der halben theoretischen Ausflußgeschwindigkeit oder $v = \frac{1}{2}V$, so wird $R = 2P$ und wenn $v = V$ wird, so ist $R = P$, d. h. der Wasserdruck auf die Schaufeln ist bei allen Druckturbinen mit der Umfangsgeschwindigkeit $v = \frac{1}{2}V$ (oder $v = \frac{1}{2}\sqrt{2gh}$) gleich dem doppelten hydrostatischen Drucke Δh auf den Ausflußquerschnitt des Leitapparates.

Bei den Grenzturbinen mit Winkel $a = \beta = 60^0$ (§ 62) oder wie Girard es nennt, bei der Construction nach dem gleichseitigen Drucke (wobei die Ausflußgeschwindigkeit V, die Umfangsgeschwindigkeit v und die relative Eintrittgeschwindigkeit u unter sich gleich groß sind und zusammen ein gleichschenkliges Dreieck bilden) ist dagegen der Wasserdruck auf die Schaufeln gleich dem einfachen hydrostatischen Drucke auf den Ausflußquerschnitt des Leitapparates ($R = P = \Delta h$).

Man ersieht aus diesen einfachen Beziehungen, daß der Wasserdruck

auf die Schaufeln um so größer ausfällt, je kleiner der Winkel a ist, und daß das Maximum dieses Wasserdruckes 2 P beträgt, da ein größerer Werth des Winkels a als 60° nicht anwendbar ist, ohne daß die Turbine in eine Reactionsturbine übergeht.

Die übrigen algebraischen Ausdrücke der vorstehenden Abhandlung sind so einleuchtender Art, daß eine Bemerkung zu denselben nicht nothwendig ist.

Eine eigentliche vollständige Anleitung zur Berechnung der Dimensionen und Geschwindigkeitsverhältnisse der Turbine hat Girard nirgends gegeben und dieß mag wohl auch der Grund sein, daß seine Arbeiten in Deutschland (wo man mehr auf die theoretische Seite der Sache sieht und die Anwendung kommen läßt, wann sie kommt) sehr lange nicht bekannt geworden sind und wenig Anerkennung gefunden haben.

Das Verdienst Girard's liegt nicht in eleganten ellenlangen algebraischen Entwicklungen, sondern in der praktischen Schöpfung ganz neuer Typen vorzüglicher Motoren, welche einen bedeutenden Fortschritt in diesem Fache repräsentiren und noch für lange Zeit als Muster ausgezeichneter Constructionen dastehen werden.

§ 86.

Untersuchung der Frage, ob und in welchen Fällen U bei Turbinen größer werden könne als $\sqrt{2gh}$.

(Vom Verfasser.)

a) Reactionsturbinen mit der Achse paralleler Beaufschlagung.

Bevor wir zur Betrachtung der übrigen Turbinentheorien übergehen, ist es nothwendig die Fälle zu untersuchen, in welchen die Ausflußgeschwindigkeit U aus dem Leitapparat größer werden kann, als die dem ganzen Gefälle entsprechende theoretische Ausflußgeschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

Es wird auffallend erscheinen, daß dieß bei einer Turbine mit der Achse paralleler Beaufschlagung überhaupt möglich sein soll und weist der Verfasser daher an dieser Stelle auf die §§ 34 und 75 des Bandes I hin.

Bei einer Turbine ohne Saugrohr ist es natürlich, daß diese Ausflußgeschwindigkeit auch unter den günstigsten Umständen niemals wesentlich größer werden könne, als $\sqrt{2gh}$; anders verhält sich jedoch die Sache bei den Turbinen mit Saugröhren nach den Anordnungen Fig. 1 bis 3 Tafel 3 des II. Bandes.

Wird zwischen Ober- und Unterwasserspiegel ein gerades offenes Rohr von beliebigem aber überall gleich großen Querschnitte eingeschaltet

(Fig. 54 bis 56 Taf. 3 Band I) so fließt das Wasser aus der untern Oeffnung dieses Rohres (Fig. 54) mit der Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$ aus.

Die Ausflußgeschwindigkeit wird auch dann noch gleich $\sqrt{2gh}$ sein, wenn das Rohr nicht mehr überall einen gleich großen Querschnitt, sondern in der Mitte eine Verengung hat, wie Fig. 55 dieß andeutet. Durch diese verengte Stelle fließt nun in der That das Wasser mit einer Geschwindigkeit hindurch, welche um so viel größer ist als $\sqrt{2gh}$ als der untere Querschnitt A des Rohres größer ist als derjenige A_1 an der verengten Stelle. So schwierig dieß für Viele einzusehen ist, so einfach ist die Sache zu erklären.

Das Wasser erlangt zwar im verengten Querschnitte A_1 eine größere lebendige Kraft als es in den übrigen Theilen des Rohres besitzt. Dieß würde unmöglich sein, wenn dieser Ueberschuß an lebendiger Kraft in dem untern Theile des Rohres nicht wieder an das Wasser abgegeben werden könnte. Die Abgabe dieses Ueberschusses kann aber stattfinden, sobald der enge Querschnitt A_1 nicht plötzlich, sondern nur nach und nach in den weitern Querschnitt A der Austrittstelle übergeht und das Rohr in seinem untern Verlaufe lang genug ist, damit die Umwandlung der Geschwindigkeit ohne Stoßverlust stattfinden kann.

Es verstößt daher keineswegs gegen die Principien der Mechanik, daß das Wasser in einem solchen Rohre eine größere Geschwindigkeit als $\sqrt{2gh}$ erlangt; denn durch diese Vermehrung der Geschwindigkeit wird die lebendige Kraft der ganzen in Bewegung befindlichen Wassermasse nicht vermehrt. Die lebendige Kraft ist nur an verschiedenen Stellen ungleich vertheilt und diese ungleiche Vertheilung innerhalb eines Systems zusammenhängender Körper schließt keinen Widerspruch in sich.

Statt den Querschnitt des Rohres an der Stelle A_1 zu verengen, kann man eine Turbine mit engen Oeffnungen an dieser Stelle anbringen und es folgt daraus sofort, daß man durch gehörige Wahl der Ausflußquerschnitte einer in einem Rohre angebrachte Turbine jede beliebige Durchflußgeschwindigkeit erzeugen kann. Theoretisch könnte die Ausflußgeschwindigkeit U bei einer solchen Turbine durch gehörige Verengung der Canäle auf jeden beliebigen Werth gesteigert, ja selbst unendlich groß gemacht werden, allein es liegt auf der Hand, daß dieß nur dann geschehen könnte, wenn keine Nebenhinderniße (Reibungs- und Stoßverluste) vorhanden wären.

Jede derartige Vermehrung der Geschwindigkeit an einer einzelnen Stelle vermehrt auch die Nebenhinderniße und zwar nehmen Letztere ungefähr in quadratischem Verhältniße zu, d. h. eine 2 mal größere Ge-

schwindigkeit giebt 4 mal größere Verluste. Einen praktischen Werth hat somit eine solche Anordnung einer Turbine nicht.

Man hört oft den Einwurf, daß diese Vermehrung der Durchflußgeschwindigkeit bei einer Turbine ja eine größere Kraftentwicklung als Qh zur Folge haben müßte und daher absolut unmöglich sei. Dieß ist indessen nicht der Fall, denn sowie man dem Wasser an der verengten Stelle (in der Turbine) die ganze ihm dort innewohnende lebendige Kraft entziehen wollte, so würde die Ausflußgeschwindigkeit sogleich auf den Werth $\sqrt{2gh}$ zurücksinken. Es muß dem Wasser an der engen Stelle des Rohres (also hier in der Turbine) noch ein Mehr-Rest von absoluter Geschwindigkeit gelassen werden, welcher dazu verbraucht wird, die Vermehrung von U über $\sqrt{2gh}$ hinaus zu erzeugen, weil nur dann ein Beharrungszustand eintreten kann.

Giebt man dem Saugrohr einer Turbine eine conische Form und zwar so, daß das Rohr an seinem untern Ende weiter ist als oben, so sucht das Wasser, welches oben aus dem Laufrade der Turbine in das Rohr eintritt, die im untern weitern Theile befindliche Wassermenge, welche vermöge der Adhäsion zusammenhängt, mit der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w fortzustoßen, was aber nicht möglich ist, weil sonst unten (durch den größern Querschnitt) eine größere Wassermenge herausfließen müßte als oben hineintritt. Das Bestreben hiezu ist aber vorhanden, d. h. ein solches Rohr wirkt abgesehen von der eigentlichen Saughöhe eines geraden Rohres auch noch vermöge seiner Form saugend auf das in der Turbine befindliche Wasser ein und um diesen Mehrbetrag von Saughöhe (welcher durch Ausnutzung der absoluten Ausflußgeschwindigkeit w entsteht) kann die Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus der Turbine über $\sqrt{2gh}$ hinaus vergrößert werden.

Auf ähnliche Weise kann eine Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit über $\sqrt{2gh}$ hinaus (wir sehen hier von allen Nebenhindernissen ab) auch bei einer Turbine ohne Saugrohr eintreten, sobald dieselbe so construirt ist, daß das Wasser die Canäle des Laufrades ganz ausfüllt, im Uebrigen aber mit reiner Action arbeitet.

Sowie nämlich hier die Laufradcanäle an der Austrittstelle bei gleicher Zahl größern Querschnitt haben als die Leitcanäle — oder vielmehr — sobald die Summe der Austrittquerschnitte des Laufrades größer ist als diejenige des Leitrades, so bilden die Leit- und Radcanäle zusammen nach der Austrittseite hin conisch divergirende Röhren, welche auf den verengten Querschnitt saugend wirken und daher eine größere Ausflußgeschwindigkeit des Wassers an jener Stelle ermöglichen, als $U = \sqrt{2gh}$.

Dabei wird vorausgesetzt, daß die Turbine in der Weise beschaufelt sei, daß das Wasser bei dieser größern Ausflußgeschwindigkeit U ohne Stoß ins Laufrad eintrete und dasselbe in achsialer Richtung verlasse.

Aus der Betrachtung der Gründe, welche eine Vermehrung der Ausflußgeschwindigkeit U über $\sqrt{2gh}$ hinaus ermöglichen, geht hervor, daß eine derart construirte Turbine den Charakter der Unsicherheit an sich trägt, indem es unmöglich ist, die Vermehrung der Geschwindigkeit (bei welcher auch Adhäsionserscheinungen ins Spiel kommen) mit Zuverlässigkeit zum Voraus zu bestimmen, denn diese Vermehrung ist nicht nur von dem Querschnitts-Verhältnisse der Leit- und Radcanäle abhängig.

Hiezu kommt noch der Umstand, daß jede derartige Vermehrung der Geschwindigkeit größere Nebenhindernisse im Gefolge hat und es wird somit leicht zu erachten sein, daß solche Turbinen mit $U > \sqrt{2gh}$ in der Praxis nicht mit Vortheil angewendet werden können, vielmehr nach Thunlichkeit zu vermeiden sind.

b) Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung. Einwirkung der Centrifugalkraft.

In § 82 ist darauf hingewiesen worden, daß bei der Fourneyron'schen Turbinen oder überhaupt bei Reactionsturbinen mit innerer radialen Beaufschlagung (bei welchen das Wasser die Radkanäle vollständig ausfüllt) die Durchflußgeschwindigkeit des Wassers im Laufrade durch die Centrifugalkraft beschleunigt werde.

Sei Fig. 2 Taf. 54 r der innere und r_1 der äußere Halbmesser des Laufrades einer solchen Turbine, sei ferner v die Umfangsgeschwindigkeit des Rades am innern und v_1 diejenige am äußern Umfange des Rades und bezeichnet man die relative Eintrittgeschwindigkeit mit u und die relative Ausflußgeschwindigkeit mit u_1, so wird u_1 größer sein als u, weil das Wasser durch die Centrifugalkraft beschleunigt wird und zwar ist nach den Gesetzen der Mechanik

$$u_1^2 - u^2 = v_1^2 - v^2$$

$$\text{daher } u_1^2 = (v_1^2 - v^2) + u^2.$$

Hieraus ergiebt sich der Werth von u_1 allgemein zu

$$u_1 = \sqrt{(v_1^2 - v^2) + u^2}$$

Die Beschleunigung selbst, welche durch die Centrifugalkraft hervorgebracht wird, ist gleich $u_1 - u$.

Die vollständige Berechnung einer solchen Reactionsturbine mit innerer radialer Beaufschlagung erfolgt ganz wie diejenige der Jonvalturbine, nur hat man dabei die Beschleunigung nach der oben angegebenen Formel sowie die Verschiedenheit der Werthe v und v_1 zu berücksichtigen.

Es ist nun leicht einzusehen, daß bei einer solchen Turbine das Wasser unter Umständen, d. h. wenn man die Reactionsturbine mit geringem Reactionsgrade construirt, so daß auch abgesehen von der Centrifugalkraft U nahe gleich $\sqrt{2gh}$ werden würde, in Folge Einwirkung der Centrifugalkraft (welche saugend auf das Leitrad zurückwirkt, wenn die Radcanäle entsprechend weiter sind als die Leitcanäle) mit einer größern Geschwindigkeit als $\sqrt{2gh}$ das Leitrad verlassen kann. Umgekehrt wird auch das Wasser bei einer mit hohem Reactionsgrade construirten derartigen Turbine mit bedeutend größerer relativer Geschwindigkeit aus dem Laufrade austreten können als mit $u_1 = \sqrt{2gh}$.

In beiden Fällen, namentlich aber im erstern, wo das Wasser mit $U > 2gh$ das Leitrad verläßt, könnte es scheinen, daß dieß ein Widerspruch gegen die Gesetze der Mechanik sei, indem die Wirkungsfähigkeit des Wassers dem Quadrat seiner Geschwindigkeit proportional ist. Wenn nun diese Geschwindigkeit größer ist als $\sqrt{2gh}$, also auch die dieser Geschwindigkeit entsprechende Druckhöhe (das Gefälle) größer als h, so kann die Sache sich so zu verhalten scheinen, als ob durch die Centrifugalkraft das Gefälle h und somit der mechanische Effect der Wasserkraft erhöht werde. Dieß ist aber keineswegs der Fall.

Es wird wohl unter dem Einflusse der Centrifugalkraft eine größere mechanische Arbeit als 1000 Qh an das Turbinenrad abgegeben, allein ein Theil dieser Kraft wird umgekehrt in Form von Centrifugalkraft wieder vom Rade an das Wasser abgegeben. Damit das Wasser im Rade beschleunigt werde, muß das Rad resp. die convexen Schaufelflächen gegen das Wasser einen Druck ausüben, also an das Wasser Kraft abgeben und diese an das Wasser abgegebene Kraft kann nun über den Betrag von 1000 Qh hinaus vom Wasser wiederum auf das Rad übertragen werden, ohne daß aber dieser Mehrbetrag jemals als nützliche Kraft verwendet werden kann.

Es circulirt also in Folge der Einwirkung der Centrifugalkraft ein Theil der Wasserkraft so in dem Rade, daß dieser Betrag von Leistung zuerst vom Wasser an das Rad abgegeben, von diesem wieder (in Form von Beschleunigung durch die Centrifugalkraft) an das Wasser abgetreten und schließlich wieder vom Wasser auf das Rad übertragen wird.

Dieser so circulirende Theil des Effectes verursacht bedeutend mehr Nebenhinderniße als ohnedieß vorhanden sein würden und es wird somit Alles in Allem gerechnet durch die Centrifugalkraft die nützliche Wirkung des Wassers nicht nur nicht erhöht sondern vermindert, d. h. es ist die Centrifugalkraft im vorliegenden Falle eine freilich nicht zu vermeidende schädliche Störung des Wasserdurchflusses durch das Laufrad.

§ 87.

Einfluß der Centrifugalkraft bei Reactionsturbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung.

(Vom Verfasser.)

Wie bereits in § 83 hervorgehoben worden, wird die relative Geschwindigkeit des Wassers während dem Durchflusse durch das Laufrad einer solchen Turbine durch die Einwirkung der Centrifugalkraft verzögert, nämlich gerade entgegengesetzt wie bei den Turbinen des vorigen Paragraphen.

Behält man die nämlichen Bezeichnungen bei wie im vorigen Paragraph, d. h. ist

u die relative Eintrittgeschwindigkeit am äußern Umfange
v „ Umfangsgeschwindigkeit „ „ „
u_1 „ relative Ausflußgeschwindigkeit am innern Umfange
v_1 „ Umfangsgeschwindigkeit „ „ „

so ist $u_1^2 = u^2 - (v^2 - v_1^2)$ und $u_1 = \sqrt{u^2 - (v^2 - v_1^2)}$

Auch diese Turbinen werden in allen Theilen so berechnet wie die Jonvalturbinen, wobei nur der verminderte Werth von u_1 und die Verschiedenheit der Werthe v und v_1 gehörig zu berücksichtigen ist.

Umgekehrt wie im vorigen Paragraph könnte es scheinen, daß durch die Centrifugalkraft bei den vorliegenden Turbinen die Wirkungsfähigkeit des Wassers und somit die Leistung des Motors beeinträchtigt werde, was aus ähnlichen Gründen wie im vorigen Paragraph indessen nicht der Fall ist, denn es bleibt das Wasser eine längere Zeit hindurch im Laufrade und drückt stärker auf die Schaufeln in der Richtung der Umdrehung, als dieß ohne die Einwirkung der Centrifugalkraft der Fall wäre, so daß auch hier das Rad wieder einen Theil des aufgenommenen Effectes an das Wasser (dessen Geschwindigkeit verzögernd) abgeben kann.

Wohl aber vermindert hier die Centrifugalkraft in Etwas die schädlichen Nebenhindernisse, indem das Wasser weniger abgelenkt zu werden braucht, um möglichst todt aus der Turbine auszutreten, d. h. es sind Schaufeln von weniger starker Krümmung erforderlich, um dem Wasser die lebendige Kraft zu entziehen, während umgekehrt die Turbinen mit innerer radialer Beaufschlagung für denselben Grad der Ausnützung des Wassers am stärksten gekrümmte Schaufeln und die kleinsten Winkel y am Radaustritt erfordern.

In dieser Hinsicht sind demnach die Turbinen mit äußerer Beaufschlagung vortheilhafter. An dieser Stelle mag auf §§ 70, 82 und 83 zurückverwiesen werden.

§ 88.

Einfluß der Beaufschlagungsart auf die Schaufelform. Turbinen mit geraden und convexen Schaufeln.

(Vom Verfasser.)

Die Turbinen mit verschiedener Beaufschlagungsart unterscheiden sich im Allgemeinen hinsichtlich ihrer Schaufelformen ziemlich wesentlich von einander und zwar erhalten die Turbinen mit äußerer radialer Beaufschlagung (seien es Actions- oder Reactionsturbinen) Schaufeln von bedeutend geringerer Krümmung als diejenigen mit achsialer Beaufschlagung. Umgekehrt erhalten die Turbinen mit innerer radialer Beaufschlagung bedeutend stärker gekrümmte Schaufeln als die Turbinen mit innerer radialer oder der Achse paralleler (achsialer) Beaufschlagung.

Diese Verschiedenheit der Schaufelformen ist nicht, wie Viele glauben, eine willkürliche Annahme Seitens der Constructeure, sondern ist vielmehr eine einfache Folge des geometrischen Zusammenhanges zwischen Schaufelform und Ablenkung der Wasserstrahlen.

Um dieses nachzuweisen und die verschiedenen Typen der Schaufelformen übersichtlich zusammenstellen zu können, dienen die Figg. 3 bis 5 auf Taf. 54.

Nennt man i den Ablenkungswinkel abc Fig. 3, welchen das erste Element der Laufradschaufel in dem Momente des Eintritts eines Wassertheilchens mit dem letzten Elemente der Schaufel im Momente des Austrittes desselben Wassertheilchens bildet, so wird zwischen den beiden Zeitpunkten des Ein- und Austrittes des Wassertheilchens dieses Letztere den absoluten Wasserweg a d durchlaufen. Während derselben Zeit dreht sich das Rad um einen gewissen Winkel, den Drehungswinkel a g e = k um seine Achse, so daß der Punkt a der Schaufel in derselben Zeit nach e gelangt, in welcher das Wassertheilchen den absoluten Weg a d durchläuft. Ebenso gelangt Punkt f der Schaufel in derselben Zeit nach d.

Um nun eine gewisse Ablenkung a b c = i der in das Laufrad eintretenden Wasserstrahlen zu erzielen, müssen die Schaufeln des Laufrades bei den verschiedenen Beaufschlagungsarten eine sehr verschiedene Krümmung erhalten.

Diese Krümmung wird am einfachsten gemessen durch den Winkel x, welchen die Tangenten a b und f r an das erste und letzte Element der Schaufel mit einander bilden.

Statt des Winkels x wollen wir dessen Ergänzungswinkel o als Maß für die Schaufelkrümmung wählen.

Zeichnet man nun in den Figg. 3 bis 5 Taf. 54 für die drei verschiedenen Beaufschlagungsarten den einer Schaufelform entsprechenden Drehungswinkel, den Ablenkungswinkel und den Krümmungswinkel auf und vergleicht man die verschiedenen Typen mit einander, so findet man leicht, daß für einen gegebenen gleich großen Ablenkungswinkel je nach der Beaufschlagungsart ein Krümmungswinkel von ganz verschiedener Größe nothwendig ist.

Es ist nämlich der Werth des Krümmungswinkels o

1) für Turbinen mit äußerer Beaufschlagung $o = i - k$ (Fig. 4)
2) „ „ „ innerer „ $o = i + k$ (Fig. 3)
3) „ „ „ achsialer „ $o = i$ (Fig. 5)

Die Turbinen mit äußerer Beaufschlagung erfordern somit den kleinsten Krümmungswinkel $o = i - k$, d. h. Schaufeln die am wenigsten gekrümmt sind und daher weniger Reibungsverluste des Wassers verursachen.

Verfolgt man die hier einschlägigen Verhältnisse näher, so findet man, daß die geringere erforderliche Krümmung der Radschaufeln der außen beaufschlagten Turbinen nur daher stammt, daß die Schaufel sich bei der Drehung des Rades dem absoluten Wasserweg entgegenwendet, während bei innen beaufschlagten Turbinen das Entgegengesetzte stattfindet.

Je größer die radiale Dimension der Laufradcanäle im Verhältnisse zum Durchmesser des Rades ist, desto größer ist der Unterschied der Krümmung der Schaufeln, d. h. um so flachere Schaufeln erhalten die außen beaufschlagten und um so gekrümmtere die innen beaufschlagten Turbinen.

Bei gehöriger Breite der Radkrone außen beaufschlagter Turbinen verschwindet der Krümmungswinkel und es wird die Schaufelform eine gerade Linie (Fig. 6 Taf. 54) und bei noch größerer Breite wird die Krümmung sogar negativ, wie man dieß häufig bei den amerikanischen Turbinen findet. (Fig. 7 Taf. 54.)

Es ergaben sich somit bei verhältnißmäßig kleinen und großen Turbinen (klein im Durchmesser) mit radialer Beaufschlagung außerordentlich verschiedenartig geformte Schaufeln, die alle richtig sein können, obwohl diese Verschiedenheit bei den Laien den Gedanken erweckt, daß dieß alles willkürlich gewählte Formen seien, während sie doch durch die Theorie genau vorgeschrieben sind.

Die Fig. 3 bis 7 Taf. 54 zeigen für die 3 Beaufschlagungsarten je eine Schaufelconstruction in richtiger Durchführung.

Fig. 6 ist eine vollkommen richtig angeordnete Turbine mit geraden

Schaufeln und Fig. 7 eine desgleichen mit negativ gekrümmten Schaufeln.

Alle dießbezüglichen Daten sind in den Figuren eingeschrieben und die absoluten Wasserwege richtig eingezeichnet.

Daß die Höhe des Laufrades bei einer Turbine mit äußerer Beaufschlagung am innern Umfange (am Austritt) größer wird als am äußern Umfange (am Eintritt) ist selbstverständlich, wenn man eine kleine absolute Ausflußgeschwindigkeit w und somit einen kleinen Austrittswinkel y erhalten will.

§ 89.

Einfluß der Centrifugalkraft auf die Schaufelform der radial beaufschlagten Turbinen. (Reactionsturbinen.)

(Vom Verfasser.)

Welchen Einfluß wird nun die Centrifugalkraft auf die Schaufelform wie überhaupt auf die Dimensionen des Schaufelapparates ausüben?

Der letztere Theil dieser Frage ist leicht zu beantworten.

Durch die Centrifugalkraft wird die relative Durchflußgeschwindigkeit bei Turbinen mit äußerer Beaufschlagung verzögert, bei Turbinen mit innerer Beaufschlagung beschleunigt und es erhalten somit die erstern Turbinen in Folge der Einwirkung der Centrifugalkraft an der Austrittstelle größere, die letztern Turbinen dagegen kleinere Dimensionen der Canäle, was bei der Construction sorgfältig berücksichtigt werden muß.

Was den Einfluß der Centrifugalkraft auf die Schaufelform anbelangt, so ist derselbe weniger in die Augen fallend, wird aber sogleich bemerkbar, wenn man bedenkt, daß bei innen beaufschlagten Turbinen der Durchfluß beschleunigt wird, so daß das Wasser sich weniger lange im Rade aufhält und daher der Drehungswinkel kleiner wird.

Nun ist aber nach dem vorigen Paragraphen der Krümmungswinkel $o = i + k$, d. h. für dieselbe Ablenkung i um so kleiner, je kleiner der Drehungswinkel k ist. Allein es wird in Folge der Beschleunigung durch die Centrifugalkraft die relative Ausflußgeschwindigkeit größer und daher auch die absolute Geschwindigkeit w' größer bei demselben Werthe von y.

Damit w nicht größer werde, muß der Austrittwinkel y kleiner sein und es müssen somit die Schaufeln stärker gekrümmt werden, wobei auch der Drehungswinkel wieder größer wird. Fig. 8 Taf. 54 zeigt eine Laufradschaufel a b mit dem zugehörigen absoluten Wasserwege a c für den Fall construirt, daß man die Wirkung der Centrifugalkraft nicht

berücksichtigt. Es ist sodann a d der absolute Wasserweg unter der Einwirkung der Centrifugalkraft, bei welcher für dieselbe Schaufelform die Erstreckung des absoluten Wasserweges kleiner wird.

Umgekehrt ist bei einer außen beaufschlagten Turbine Fig. 9 Taf. 54 a c der absolute Wasserweg für die Schaufelform a b, wenn man von dem Einflusse der Centrifugalkraft absieht und a d der absolute Wasserweg unter dem verzögernden Einflusse der Centrifugalkraft. Es wird daher in Folge der Centrifugalkraft der Drehungswinkel k vergrößert und somit auch der Krümmungswinkel o größer. Allein für ein gleich großes w bei der kleiner gewordenen relativen Ausflußgeschwindigkeit u_1 darf nun aber y wieder größer werden, so daß sich die Schaufel wieder mehr gerade richtet.

Die Centrifugalkraft bewirkt somit, daß die Laufradschaufeln der außen beaufschlagten Reactionsturbinen weniger gekrümmt, dagegen die Schaufeln der innen beaufschlagten Turbinen stärker gekrümmt sein müssen, wenn man denselben hydraulischen Wirkungsgrad (denselben Werth von w) erreichen will.

Schließlich mag noch einmal hervorgehoben werden, daß nur bei den Reactionsturbinen die Centrifugalkraft den Durchfluß beschleunigt oder verzögert, während sie bei den radial beaufschlagten Actionsturbinen (Druckturbinen Girardturbinen) ohne irgend einen Einfluß ist.

Bezüglich der achsial beaufschlagten Actionsturbinen vergleiche man § 73 und bezüglich der achsial beaufschlagten Reactionsturbinen vergleiche man § 10 a.

§ 90.

Rittinger's Turbinentheorie.

In seiner „Theorie und Bau der Rohrturbinen" (mit Saugrohr versehenen achsial beaufschlagten Turbinen oder Jonvalturbinen) geht Rittinger von der Voraussetzung aus, daß man bei einer mit Saugrohr versehenen Turbine das Wasser bei gehöriger Wahl der Leit- und Radcanäle mit jeder beliebigen Geschwindigkeit aus dem Leitrade ausfließen lassen könne und zwar in der Weise, daß U auch bedeutend größer werden könne als $\sqrt{2gh}$ (man vergleiche § 86).

Behält man dieselben Bezeichnungen für das Gefälle h, die Winkel a, β und y; ferner für U u, u_1 w bei, wie im bisherigen Verlaufe des Werkes und bezeichnet in Fig. 10 Taf. 54. H das ganze Gefälle, Hu die Höhe der Unterwassersäule, H_0 die Höhe der Oberwassersäule

b_0 die Höhe des Leitrades, b_1 die Höhe des Laufrades, n_0 die Zahl der Leitradschaufeln, n_1 die Zahl der Laufradschaufeln, $o = \frac{n_0}{n_1}$, γ_2 das Gewicht der Cubikeinheit Wasser, M die Wasserbarometerhöhe $= 10{,}33$ Meter;

x_0, x_1, x_2, die hydrostatische Druckhöhe am Auslauf des Leitrades, am Eintritt ins Laufrad und beim Austritt aus dem Laufrade;

z_0, z_1, z_2 die Pressung des Wassers per Flächeneinheit am Auslauf-Leitrad, Eintritt-Laufrad und Austritt-Laufrad;

h_0, h_1, h_2 die Druckhöhe (Geschwindigkeitshöhe) für U, U_1 und w, (U_1 bedeutet die absolute Geschwindigkeit des Wassers am Anfang der Laufradcanäle),

so entwickelt Rittinger seine Theorie wie folgt:

Er findet zunächst, daß beim Uebertritt vom Leit- ins Laufrad keine Aenderung der Pressung und somit keine Aenderung der absoluten Geschwindigkeit eintreten solle und daß daher Winkel und Geschwindigkeitsverhältnisse derart gewählt werden müssen, daß das Wasser ohne Stoß vom Leitrad ins Laufrad übertritt, so daß $z_1 = z_0$ und $U_1 = U$.

1. die der Pressung z_0 entsprechende Höhe $\frac{z_0}{\gamma} = M + h_0$ des Wassers beim Austritt aus dem Leitrade ergiebt sich, wenn man zur totalen Gefällhöhe h die Wasserbarometerhöhe M hinzufügt und sodann von der Summe das Untergefälle Hu, die Radhöhe b_1 und die Austrittgeschwindigkeitshöhe $h_0 = \frac{U^2}{2g}$ abzieht.

Es ist daher, da $z_1 = z_0$ und $U_1 = U$
die Pressung beim Eintritt ins Laufrad

$$z_1 = \left(M + h - Hu - b_1 - \frac{U^2}{2g}\right)\gamma_2.$$

2. die hydrostatische Druckhöhe x_1 beim Eintritt ins Laufrad ist

$$x_1 = h - Hu - b_1.$$

3. Für die Austrittseite des Laufrades ist die Pressung kleiner als die atmosphärische, indem das Wasser im Abflußrohre saugt. Um sich eine richtige Vorstellung von der Pressung des Wassers an dieser Stelle zu machen, hat man dort nur eine abwärts gebogene Röhre bis in das Unterwasser einmünden zu lassen, in welcher das Wasser auf eine Höhe $= Hu$ emporgesaugt wird.

Das Wasser würde an dieser Stelle die absolute Pressung $(M - Hu)\gamma_2$ besitzen, wenn das Wasser keine absolute Geschwindigkeit w hätte.

Diese Pressung muß daher noch um die der Geschwindigkeit w entsprechende Pressung $h_2 y_2 = \frac{w^2}{2g} y_2$ vermindert werden.

Es ist daher

$$z_2 = (M - Hu) y_2 - \frac{w^2 y_2}{2g}$$

4. die hydrostatische Druckhöhe x_2 an der Austrittseite des Laufrades ist

$$x_2 = h - Hu.$$

5. Aus den obigen Ausdrücken entwickelt Rittinger als Gleichung für das Laufrad einer Turbine

$$\frac{y_2}{2g}(w^2 - U^2) - \frac{y_2}{2g}(u_1^2 - u^2) + h y_2 = 0$$

oder auch

$$u_1^2 - u^2 = 2gh + w^2 - U^2.$$

6. damit der Uebertritt des Wassers aus dem Leit- ins Laufrad ohne Stoß erfolge, muß sein:

$$u^2 = v^2 + U^2 - 2vU \cos a.$$

7. damit die absolute Geschwindigkeit w möglichst klein ausfalle, muß ihre Richtung senkrecht zur Radebene sein und daher ergiebt sich

$$u_1^2 = v^2 + w^2.$$

Aus 6 und 7 ergiebt sich

$$u_1^2 - u^2 = w^2 - U^2 vU \cos a,$$

und wenn man diesen Werth in die Gleichung 5 einführt, erhält man

8. als Hauptgleichung für das Laufrad der Turbine

$$vU \cos a = gh.$$

9. Aus den obigen Beziehungen folgt noch

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin a + \beta}{\sin \beta}$$

und $v = \sqrt{\frac{gh \sin (a+\beta)}{\cos a \sin \beta}}$; sowie $U = \sqrt{\frac{gh \sin \beta}{\cos a \sin (a+\beta)}}$

10. die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser das Leitrad verläßt, kann durch gehörige Wahl der Weite der Laufrad- und Leitradcanäle innerst weiten Grenzen beliebig gewählt werden und da diese absolute Geschwindigkeit beim Uebertritt vom Leit- und Laufrad sich nicht ändern also $U = U_1$ sein soll, so hat man es ganz in der Gewalt, im Voraus festzustellen, in welcher Weise das Wasser im Laufrad zu wirken habe:

1. Ob ohne Aenderung der Pressung blos durch Aenderung seiner Geschwindigkeit d. h. durch reine Actionswirkung oder
2. Blos durch Aenderung seiner Pressung bei gleichbleibender absoluter Geschwindigkeit, d. h. durch reine Reactions-Wirkung, oder schließlich
3. durch Aenderung seiner Geschwindigkeit und Pressung zugleich, d. h. durch combinirte Actions- und Reactions-Wirkung.

11. Wie die Folge zeigt, sind reine Reactionsturbinen unmöglich und um daher den Reactionsgrad festzustellen (die Art der Turbine zu charakterisiren), wählt man einen Coefficienten m, mit welchem das Gefälle h multiplicirt werden muß, um die Druckhöhe $\frac{U^2}{2g}$ für die Ausflußgeschwindigkeit U zu erhalten.

Es ist also $\frac{U^2}{2g} = m\,h$ und bildet m die Charakteristik der Turbine.

Für eine reine Reactionsturbine würde m = Null werden, was unmöglich ist, indem kein Wasser durch die Turbine fließen könnte, denn bei m = Null wird auch U = Null.

Für eine reine Actionsturbine ist m = 1 d. h. es ist $U = \sqrt{2gh}$.

Für alle zwischen m = 0 und m = 1 liegende Werthe von m ist die Turbine eine gemischte Turbine, in welcher das Wasser durch Aenderung seiner Geschwindigkeit und Pressung zugleich im Laufrade wirkt.

Man nennt die vorwiegend mit Reaction arbeitenden Motoren im Gegensatze zu den reinen Actionsturbinen Reactionsturbinen, obwohl ganz reine Reactionsturbinen unmöglich sind. Dagegen heißt eine mit geringerm Reactionsgrade arbeitende Turbine eine Actionsturbine.

12. Bei jeder Turbine muß das Wasser mit einer bestimmten absoluten Geschwindigkeit w den Motor verlassen, deren Druckhöhe einem Bruchtheile $m_2\,h$ des Gefälles h entspricht. Dieser Bruchtheil $m_2\,h$ ist für die nützliche Wirkung des Wassers verloren und kann beliebig gewählt werden. Ein kleiner Austrittverlust erfordert kleine Austrittwinkel y und somit eine große theure Turbine und umgekehrt.

Bei den angeführten bessern Turbinen ist m_2 in der Regel nicht weit von dem Werthe 0,05 entfernt, so daß also $\frac{w^2}{2g} = m_2\,h = 0{,}05\,h$ als Regel angenommen werden kann.

13. Bezeichnet man mit K den hydraulischen Wirkungsgrad der Turbine, d. h. denjenigen Bruchtheil des totalen theoretischen Effectes der Wasserkraft, welcher wirklich an das Rad übertragen wird,

so ist derjenige Theil des Gefälles, welcher dieser wirklich verrichteten Arbeit entspricht, gleich Kh.

Der Coefficient K zeigt also an, ein wie großer Theil $h - Kh$ des ganzen Gefälles h zur Ueberwindung sämmtlicher Nebenhindernisse dient, welche das Wasser auf seinem Wege vom Oberwasserspiegel durch die Turbine zum Unterwasserspiegel findet.

In diesen Nebenhindernissen sind dagegen *nicht inbegriffen*: der Wasserverlust durch den Spalt, die Reibung des Laufrades im Wasser und die Reibung der Welle in ihren Lagern, weil diese Verluste mit dem geometrischen Zusammenhange der Turbinenconstruction nichts zu schaffen haben.

Um *den eigentlichen Wirkungsgrad* oder den *mechanischen Wirkungsgrad* zu erhalten, hat man vom *hydraulischen Wirkungsgrade* noch die Verluste abzuziehen, welche durch die Reibung der Turbine in Luft und Wasser, den Wasserverlust durch den Spalt und die Reibung der Turbinenwelle in Lagern und Pfannen entstehen.

14. Bestimmung der Unbekannten Größen.

Es sei R der äußere Halbmesser der Turbine; r der mittlere und R_2 der innere Halbmesser, u_4 die Verhältnißzahl zwischen dem innern und äußern Halbmesser; also $u_4 = \frac{R_2}{R}$; man pflegt u_4 nicht kleiner als $^2/_3$ anzunehmen.

δ_0 die Dicke der Leitradschaufeln an der Austrittstelle.

a_0 die innere Lichtweite der Leitradcanäle an der Austrittstelle.

δ_1 und a_1 dieselben Größen an der Eintrittstelle des Laufrades.

δ_2 und a_2 „ „ „ „ Austrittstelle „ „

v_4 das Verhältniß zwischen der Schaufeldicke und dem Radhalbmesser R, oder da die Schaufeldicken beider Räder gleich gehalten werden

$$v_4 = \frac{\delta_0}{R} = \frac{\delta_1}{R} = \frac{\delta_2}{R} \text{ oder } \delta = v_4 R;$$ wobei v_4 zu $\frac{1}{40}$ angenommen werden kann.

Von den verschiedenen bei einer Turbine vorkommenden Größen sind vorerst Q und h gegeben und es können n_0, n_1, m, u_4, v und K beliebig gewählt werden nach den üblichen Constructions-Verhältnissen, da sich eben nach diesen willkürlich zu wählenden Größen die Werthe der unbekannten Größen richten müssen.

Zu suchen sind also a, β, y, U, w, v, R und m, zu deren Bestimmung Rittinger folgende Ausdrücke entwickelt:

a) Sobald m gefunden ist, ergiebt sich sofort der Werth

$$U = \sqrt{2\,g\,m\,h}$$

und $w = \sqrt{2\,g\,m_2\,h}$

(wobei m_2 in der Regel $= 0{,}05$ zu wählen ist).

b) Winkel β wird

$$\cos\beta = \frac{K + 2\,m\,(o^2 - 1)}{2\,o\sqrt{m\,[K + m\,(o^2 - 1)]}}$$

Je nachdem der Zähler dieses Bruches positiv, Null oder negativ ausfällt, wird β ein spitzer, rechter oder stumpfer Winkel.

c) Winkel a ergiebt sich zu

$$\cos a = \frac{K}{2\sqrt{m\,[K + m\,(o^2 - 1)]}}$$

d) Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit v ergiebt sich zu

$$v = \sqrt{K + m\,(o^2 - 1)}\,\sqrt{2\,g\,h} = kV$$

wenn man der künftigen Abkürzung halber

$$\sqrt{2\,g\,h} = V \text{ und } \sqrt{K + m\,(o^2 - 1)} = k \text{ setzt.}$$

e) Für den äußern Durchmesser ergiebt sich der Ausdruck

$$R^2 = \frac{Q}{[(1 + u_4)\,\pi \sin a - v_4\,n_0]\,(1 - u_4)\,U}$$

oder wenn man den aus c) abgeleiteten Werth von

$$\sin a = \sqrt{1 - \frac{K^2}{4\,m_2\,[K + m_2\,(o^2 - 1)]}}$$

in die obige Gleichung einsetzt

$$R = \frac{1}{\sqrt{[(1 + u_4)\,\pi \sin a - v_4\,n_0]\,(1 - u_4)}\,\sqrt{2\,m\,g}}\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}.$$

Setzt man, um diesen Ausdruck für die Folge abzukürzen, den von Q und h unabhängigen ersten Factor dieses Ausdruckes $= f$, so ist

$$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}.$$

Aus diesem letztern Ausdrucke ersieht man, daß bei sonst gleichen Constructionsverhältnissen der Halbmesser R der $\sqrt{Q}$ gerade und der $\sqrt[4]{h}$ verkehrt proportional ist.

f) Der Werth des Austrittwinkels y wird

$$\sin y = \sqrt{\frac{m_2}{K + m\,(o^2 - 1) + m_2}}$$

g) Für die wichtige Größe m, von welcher fast alle andern abhängig sind, ergiebt sich folgender Ausdruck, aus welchem durch probeweises

Einsetzen verschiedener Werthe von m der richtige Werth dieser Größe zu suchen ist, bei deren Einsetzung die Auflösung der Gleichung Null ergiebt.

Es ist nämlich:

$$0 = \sqrt{m - \frac{K^2}{4[(K + m(o^2 - 1)]}} - \sqrt{m_2} + A\,(n_1 v_4 \sqrt{K + m(o^2 - 1) + m_2} - n_0 v_4 \sqrt{m};$$

in welchem Ausdrucke $A = \frac{1}{1 + u_4 \pi}$ ist.

h) Die Anzahl Umdrehungen n der Turbine per Minute wird

$$n = \frac{p f \sqrt{h}}{R} = p_2 \frac{\sqrt{h}}{R};$$

worin bedeutet

$$p = \frac{19{,}1 \sqrt{2 g [K + m(o^2 - 1)]}}{(1 + u_4) f};\ \text{und}\ p_2 = p f.$$

i) Die normale Weite der Leitcanäle an der Austrittstelle ist

$$a_0 = q_0 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

$$\text{wobei}\ q_0 = [(1 + u_4)\,\pi \sin a - v_4 n_0] \frac{f}{n_0}.$$

k) Die normale Weite der Laufradcanäle an der Eintrittstelle ist

$$a_1 = q_1 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

$$\text{wobei}\ q_1 = [(1 + u_4)\,\pi \sin \beta - v_4 n_1] \frac{f}{n_1}.$$

l) Die normale Weite der Laufradcanäle an der Austrittstelle wird

$$a_2 = q_2 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}};$$

$$\text{wobei}\ q_2 = [(1 + u_4)\,\pi \sin y - v_4 n_1] \frac{f}{n_1}.$$

15. **Grenzwerthe und Wahl der willkürlichen Größen.**

a) Aus der Gleichung für den Winkel a (unter c) der vorigen Nummer ist zu entnehmen, welchen entscheidenden Einfluß die Größe $o = \frac{n_0}{n_1}$ und mit ihr die Größe m auf die Construction einer Rohrturbine ausübt; denn durch diese beiden Größen allein sind die Winkel a und β vollkommen bestimmt, sobald $\delta_0 = \delta_1$ oder sobald die Schaufeln am Austritt-Leitrad gleich dick sind wie am Eintritt-Laufrad.

Da das Wasser die Leitcanäle an der Austrittstelle und ebenso die Radcanäle an der Eintrittstelle vollständig ausfüllen muß, so ist

$$Q = n_0\, a_0\, U\,(R - R_2) = n_1\, a_1\, u\,(R - R_2)$$

und da $\frac{U}{u} = \frac{\sin\beta}{\sin a}$ und $U \sin a = u \sin\beta$, so folgt

$$\frac{n_0\, a_0}{\sin a} = \frac{n_1\, a_1}{\sin\beta}.$$

Da nun aber die Werthe $\frac{a_0}{\sin a}$ und $\frac{a_1}{\sin\beta}$ die horizontalen Weiten der Leit- und Radcanäle in der Spaltenebene bedeuten, so folgt sofort, daß die Summe der horizontalen Canalweiten bei beiden Rädern an der Uebertrittstelle gleich groß sein soll und daß mithin auch die Summe der horizontalen Schaufeldicken (Projection der Schaufeldicken auf die Spaltenebene) an derselben Stelle gleich groß sein muß.

Daraus ergiebt sich nun für $\delta_0 = \delta_1$

$$\frac{n_0}{n_1} = \frac{\sin a}{\sin\beta} = o \text{ das heißt:}$$

Die Schaufelzahlen n_0 und n_1 stehen im graden Verhältniß mit den Sinussen der betreffenden Schaufelwinkel und es üben somit die Schaufelzahlen resp. deren Verhältniß einen sehr bedeutenden Einfluß auf die Hauptverhältnisse einer Turbine aus.

Auf dieses Verhältniß $\delta_0 = \delta_1$ und den obigen Satz gestützt baut nun Rittinger seine weitern Ableitungen der Constructionsverhältnisse der Turbine auf, indem die Annahme $\delta_0 = \delta_1$ sowohl für die Ausführung der Turbine, als auch für die Theorie ihre Bequemlichkeit habe.

Was nun die Wahl der willkürlichen Größen anbelangt, so giebt Rittinger Folgendes an:

a) Für das Verhältniß des äußern Durchmessers R der Turbine zum Innern Durchmesser R_2 wähle man für gewöhnliche Verhältnisse $u_4 = {}^2/_3$ und für größere Gefälle und geringere Wassermengen $u_4 = {}^5/_6$.

b) Die Anzahl der Leit- und Laufradschaufeln soll nicht unter 12 bis 16 und nicht über 24 bis 32 betragen.

c) Die Dicke δ der Schaufeln im Uebertritt-Querschnitte (in der Spaltenebene) wähle man bei gegossenen Schaufeln

für kleine Turbinen $\delta = 6$ bis 7 Mill. oder $v_4 = \frac{\delta}{R} = {}^1/_{80}$

„ größere „ $\delta = 10$ „ 12 „ „ „ „ $= {}^1/_{50}$ bis ${}^1/_{60}$.

d) Die Verhältnißzahl $0 = \frac{n_0}{n_1}$ liegt nach b) zwischen den Grenzen $\frac{1}{2}$ und 2 und von dieser Verhältnißzahl hängt der ganze Charakter (Reactionsgrad) der Turbine ab.

Denn je größer die Anzahl der Laufradschaufeln gegenüber derjenigen der Leitradschaufeln ist, desto kleiner wird der Ausflußquerschnitt des Laufrades gegenüber demjenigen des Leitrades, mit desto geringerer Geschwindigkeit wird das Wasser zu den Leitcanälen ausfließen und desto größer wird der Reactionsgrad der Turbine sein.

Der Werth $o = \frac{n_0}{n_1}$ ist die erste der zu wählenden Größen, von welcher alle andern abhängen und es geben die untenstehenden Tabellen die Werthe aller zu suchenden Größen für verschiedene Verhältnisse von $\frac{n_0}{n_1}$ an.

e) Die absolute Ausflußgeschwindigkeit w wird allgemein so gewählt, daß in der derselben entsprechenden Druckhöhe $\frac{w^2}{2g} = m_2 h$ der Werth von m_2 gleich oder nahe $m_2 = 0{,}05$ wird, so daß von dem totalen Effecte der Wasserkraft ungefähr 5% durch die absolute Ausflußgeschwindigkeit verloren gehen.

f) Der hydraulische Wirkungsgrad K ergiebt sich für die hier angenommenen Constructions-Verhältnisse zu $K = 0{,}75$ bis $K = 0{,}80$.

Der mechanische Wirkungsgrad ist um circa 6 bis 8% kleiner als K oder gleich 0,68 bis 0,75.

g) Die Höhe des Lauf- und Leitrades $b_0 = b_1$ wird für beide Räder gleich groß genommen und zwar $b_0 = b_1 = \frac{1}{2} R$ oder nahe diesem Werthe.

h) Der Spielraum zwischen Lauf- und Leitrad wird so gering als möglich gemacht und kann zu $\frac{1}{80} R$ angenommen werden.

Je nach der Genauigkeit der Ausführung einer Turbine ergiebt sich wegen des Schwankens der Räder der nöthige Spielraum zu 2 bis 4 Millimeter.

16. Berechnung der numerischen Werthe der Unbekannten Größen und tabellarische Zusammenstellung derselben. Durch das Verhältniß $\frac{n_0}{n_1}$ wird der Reactionsgrad oder der Werth der Größe m in dem Ausdrucke $U = \sqrt{2gmh}$ bedingt und da die Werthe aller andern unbekannten Größen wesentlich von m ab-

hängen, so muß vor Allem auch der Werth dieser Größe festgestellt werden und zwar mit Hülfe des früher unter Nr. 14 angegebenen Ausdruckes:

$$0 = \sqrt{m - \frac{K^2}{4[K + m(o^2 - 1)]}} -$$

$$- \sqrt{m_2} + A\,(n_1 v_4 \sqrt{K + m(o^2 - 1) + m_2} - n_0 v_4 \sqrt{m}$$

in welchem $A = \frac{1}{(1 + u_4)\pi}$.

In diesem Ausdruck sind die verschiedenen Werthe von $o = \frac{n_0}{n_1}$ einzusetzen, wobei man die constanten Größen $u_4 = {}^2/_3$, $v_4 = {}^1/_{40}$, $m_2 = 0{,}05$ und $K = 0{,}75$ wählt und indem man probeweise für m verschiedene Werthe wählt, bis die Auflösung der Gleichung auf Null führt, bestimmt man auf diesem freilich mühsamen Wege den Werth von m.

Um für $o = \frac{n_0}{n_1}$ nicht gar viele verschiedene Werthe annehmen und die mühsame Rechnung nicht allzu häufig durchführen zu müssen, beschränkt man sich auf folgende sieben Verhältnisse der Schaufelzahlen, was für die Zwecke der Praxis vollkommen genügt:

$n_0 = 12$ mit $n_1 = 24$	$n_0 = 16$ mit $n_1 = 12$
$n_0 = 12$ „ $n_1 = 20$	$n_0 = 20$ „ $n_1 = 12$
$n_0 = 12$ „ $n_1 = 16$	$n_0 = 24$ „ $n_1 = 12$.
$n_0 = 12$ „ $n_1 = 12$	

Um nun für die mühsame Berechnung von m resp. den probeweise einzusetzenden Werth dieser Größe nähere Anhaltspunkte zu haben, mag Folgendes dienen:

Im Allgemeinen ist bekannt, daß m positiv und ein echter Bruch sei. Es ergaben ferner nähere Betrachtungen der einschlägigen Verhältnisse, daß

1. für $o = \frac{1}{2}$ ist $m < K$ oder $m > 0{,}75$

   und $m > \frac{1}{3} K$ „ $m > 0{,}25$

2. für $o = 1$ ist $m > \frac{1}{4} K$ „ $m > 0{,}19$

3. „ $o = 2$ „ $m > \frac{1}{6} K$ „ $m > 0{,}13$

Unter der Voraussetzung, daß $m_2 = 0{,}05$, und $K = 0{,}75$ angenommen wird, folgt für

$$o = \frac{1}{2} \qquad o = 1 \qquad o = 2$$

$$m < 1{,}07 \qquad m < \infty \qquad m > -0{,}27$$

Eine Durchführung der Rechnung ergiebt nun für obige 7 Verhältnisse der Schaufelzahlen die in der nachstehenden Tabelle I zusammengestellten numerischen Werthe von m sowie aller für die Construction der Turbine maßgebenden Größen wie $a\beta\gamma v R u a_0 a_2$, wobei angenommen ist, daß $u_4 = {}^2/_3$, $v_4 = {}^1/_{40}$ und $m_2 = 0{,}05$ sei.

Bemerkungen zu den erhaltenen Resultaten. Eine nähere Betrachtung der erhaltenen Resultate läßt Folgendes erkennen:

1. Jedem unter 1 liegenden Werthe von o entsprechen zwei verschiedene Werthe von m, welche die Wirkungsweise des Wassers auffallend charakterisiren. Bei der Gruppe mit den größern Werthen von m wirkt das Wasser vorwiegend durch Action, während bei der Gruppe mit dem kleinern Werthe von m seine Wirkung hauptsächlich in der Reaction besteht. Für $o = 1$ nimmt m nur einen einzigen reellen Werth an, der in die Gruppe der Reactionsturbinen fällt. Für alle über 1 liegenden Werthe von o erhält man für m nur solche reelle Werthe, die sich den obigen Reactionswerthen regelmäßig anreihen.

2. Aus den größern Werthen von m geht hervor, daß Turbinen mit reiner Actionswirkung theoretisch möglich sind, denn für $o = 0{,}917$ und für $n_0 = 12$ mit $n_1 = 19$ findet man $m = 999$ also $= 1$. Bei weiterer Zunahme von o oder Abnahme von n_1 nehmen die Werthe von m stetig zu und erreichen bei $n_0 = n_1 = 12$ oder allgemein bei $o = 1$ ihre Grenze, indem m unendlich groß ($m = \infty$) wird.

Obwohl es nun theoretisch zulässig ist, daß m größer 1 ist (d. h. daß die Ausflußgeschwindigkeit U größer ist als $\sqrt{2gh}$), so erscheinen doch wesentlich höhere Werthe von m als $m = 1$ nicht vortheilhaft, weil der Spaltendruck negativ und zwar größer ausfällt als der Saughöhe der Turbine entspricht, so daß Wasser aus dem Saugrohr durch die Spalte eintreten würde.

Für die über 1 liegenden Werthe von o nimmt der Werth von m ab, oder der Reactionsgrad zu, bis bei $0 = 2$ der Werth von $m = 0{,}157$ wird.

Der Werth $m = o$ kann auch theoretisch nicht erreicht werden, weil für diesen Werth die erste Wurzelgröße in der Gleichung imaginär wird; auch könnte bei $U = o$ kein Wasser durch die Turbine fließen. Reine Reactionsturbinen sind daher unmöglich.

I.

Tabelle für die numerische Berechnung der Turbinen mit Saugrohr.

Nr.	$u_0 = 2/3$							$\nu_0 = 1/40$				$m_2 = 0{,}05$			
								k	f	p	p	q_1	q_2	q_1	q_2
	o	n_0	n_1	m	a	β	y	$v = k\sqrt{2gh}$	$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$	$n = \frac{p\sqrt{h}}{R}$	$a_0 = a_1 = q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_0 = a_1 = q_1 R$	$a_2 = q_2 R$
1. Actionsturbinen.															
A_1	1/2	12	24	0,723	14°40′	149°40′	26°10′	0,456	0,661	62,2	41,4	0,057	0,047	0,086	0,071
B_1	2/5	12	20	0,917	14°10′	156°0′	29°0′	0,404	0,637	57,3	36,5	0,052	0,065	0,082	0,102
C_1	3/4	12	16	1,448	13°0′	162°30′	35°20′	0,315	0,596	47,2	28,2	0,044	0,098	0,074	0,164
D_1	1	12	12	∞											
2. Reactionsturbinen.															
A_2	1/2	12	24	0,293	18°0′	38°1′	17°0′	0,728	0,733	89,7	65,7	0,080	0,028	0,109	0,038
B_2	2/5	12	20	0,279	20°20′	35°30′	16°30′	0,756	0,689	99,1	68,3	0,087	0,033	0,127	0,049
C_2	3/4	12	16	0,256	21°50′	29°40′	15°40′	0,799	0,676	106,7	72,1	0,092	0,043	0,137	0,063
D_2	1	12	12	0,227	24°40′	24°40′	14°30′	0,866	0,651	120,1	78,2	0,102	0,054	0,157	0,084
E_2	4/3	16	12	0,196	26°50′	19°50′	13°10′	0,950	0,662	129,5	85,7	0,081	0,048	0,123	0,074
F_2	5/3	20	12	0,174	29°10′	17°0′	12°20′	1,029	0,667	139,3	92,9	0,069	0,046	0,103	0,068
G_2	2	24	12	0,157	31°0′	15°0′	11°30′	1,105	0,677	147,7	100,0	0,059	0,042	0,087	0,062
3. Turbine mit gleichen normalen Canalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.															
A_3	0,545	12	22	0,800	14°30′	152°40′	27°20′	0,433	0,649	60,2	39,1	0,055	0,055	0,084	0,084
4. Turbine mit reiner Actionswirkung.															
A_4	0,632	12	19	0,999	14°0′	157°30′	30°0′	0,386	0,628	55,6	34,9	0,051	0,071	0,080	0,113

3. Der Winkel β ist bei allen Aktionsturbinen stumpf und es erhält daher diese Turbinengruppe durchgehends Sackschaufeln. Bei den Reactionsturbinen dagegen ist Winkel β durchgehends spitz.

4. Die Umfangsgeschwindigkeit v nähert sich bei Actionsturbinen der halben, bei Reactionsturbinen der ganzen Geschwindigkeit $\sqrt{2gh}$.

5. Der Halbmesser R zeigt bei den verschiedenen Turbinen-Varietäten keinen wesentlichen Unterschied, ist aber bei den Actionsturbinen etwas kleiner als bei den Reactionsturbinen.

6. Die Anzahl der Umdrehungen n ist bei den Actionsturbinen bedeutend kleiner als bei den Reactionsturbinen.

Je größer der Reactionsgrad ist, desto größer wird die Anzahl der Umdrehungen.

17. Berechnung der Turbinen unter Voraussetzung gleicher normaler Canalweiten am Ein- und Austritt des Laufrades. Soll das Laufrad einer Turbine an der obern und untern Radebene eine gleiche normale Canalweite erhalten, so wird außer der bisherigen Annahme, daß $\delta_0 = \delta_1$ sei, auch noch vorausgesetzt, daß $\delta_1 = \delta_2$ und da der obigen Annahme zufolge $a_1 = a_2$ ist, so folgt für das Laufrad $\sin\beta = \sin y$

das heißt bei gleichen normalen Canalweiten sind die Schaufelwinkel β und y einander gleich.

Es ist ferner $U \sin a = w$,

woraus folgt $\sin a = \frac{w}{U}$ und $\sin a = \sqrt{\frac{m_2}{m}}$;

sowie $\sin\beta = \frac{1}{o}\sqrt{\frac{m_2}{m}}$ und $\sin y = \frac{1}{o}\sqrt{\frac{m_2}{m}}$.

Aus obigen Gleichungen ergiebt sich ein sehr einfacher Ausdruck für m. Es wird $m = K + m_2$.

Für $K = 0{,}75$ und $m_2 = 0{,}05$ wird z. B. $m = 0{,}75 + 0{,}05 = 0{,}80$.

Die vorliegende Turbinenvarietät gehört sonach unter die Actionsturbinen.

Für den Werth von o erhält man den Ausdruck

$$o = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{K + 4m_2}{K + m_2}}.$$

Es ist somit hier das Verhältniß $\frac{n_0}{n_1} = o$ nicht mehr willkürlich, wird vielmehr durch die beiden Größen K und m_2 vollkommen bestimmt. Es wird z. B. für $K = 0{,}75$ und $m_2 = 0{,}05$

$$o = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{95}{80}} = 0{,}545.$$

Um zu wissen, ob Winkel β spitz oder stumpf sei, ist außer dem Sinus-Ausdrucke noch ein anderer Ausdruck erforderlich und es ergiebt sich

$$\cos\beta = -\sqrt{\frac{K}{K+4m_2}}$$

d. h. es ist Winkel β ein stumpfer und es nehmen die Schaufeln eine sackförmige Gestalt an.

Man erhält auch noch $\text{tang}\,\beta = -2\,\text{tang}\,a$ d. h. für gleiche normale Canalweite ist die Tangente des Eintrittwinkels am Laufrad doppelt so groß als die Tangente des Austrittwinkels am Leitrad.

Für v erhält man den Werth

$$v = \frac{1}{2}\sqrt{2gKh}.$$

Für die Größen f und a_1 gelten die früher erhaltenen Ausdrücke. Für a_2 erhält man den Werth

$$a_2 = \left[\frac{2(1+u_4)\pi}{n_1}\sqrt{\frac{m_2}{K+4m_2}} - v_4\right] R = q_2 R.$$

Die Anzahl der Umdrehungen ergiebt sich zu

$$n = \frac{9{,}55\sqrt{2gKh}}{(1+u_4)R}.$$

Die dritte Abtheilung der Tabelle I enthält die berechneten Werthe der unbekannten Größe für die vorstehend betrachtete Turbinenvarietät, von welcher Fig. 1 Taf. 30 die Beschaufelung zeigt.

18. Gleichheit der horizontalen Canalweiten an der obern und untern Laufradebene.

Soll eine Turbine in der Weise construirt werden, daß die horizontale Canalweite an der obern und untern Laufradebene gleich groß wird für welche Annahme triftige Gründe vorhanden sind, (man sehe die Bemerkungen des Verfassers am Schlusse dieses Paragraphen) so ist

$$\frac{a_1}{\sin\beta} = \frac{a_2}{\sin y}, \text{ sowie auch } \frac{\delta_1}{\sin\beta} = \frac{\delta_2}{\sin y}.$$

Es ergiebt sich nun $w = U \sin a$, ferner

$$\sin a = \sqrt{\frac{m_2}{m}} \text{ oder } \cos a = \sqrt{1-\sin^2 a} = \sqrt{1-\frac{m_2}{m}}.$$

Für β erhält man den Werth

$$\cos\beta = \frac{K-2(m-m_2)}{2o\sqrt{m(m-m_2)}},$$

wobei die Wurzelgröße stets positiv zu nehmen ist.

Es wird daher für $K > 2(m - m_2)$, Winkel β ein spitzer und für $K < 2(m - m_2)$ Winkel β ein stumpfer.

Für m ergiebt sich der Ausdruck:

$$m = \frac{1}{2(o^2-1)}[m_2(o^2-1) - K \pm \sqrt{o^2K^2 + 2m_2K(o^2-1) + m_2^2(o^2-1)^2}$$

Für die Werthe von n, a_0 und a_1 gelten die früher erhaltenen Ausdrücke.

Bei dieser Annahme gleicher horizontaler Canalweiten ist ferner

$$\frac{\delta_1}{\sin\beta} = \frac{\delta_2}{\sin y} \text{ und } \frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{\sin\beta}{\sin y}$$

d. h. es sind die Schaufeldicken δ_1 und δ_2 ungleich groß.

Für a_2 erhält man den Werth

$$a_2 = q_2 \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$$

$$\text{wobei } q_2 = \frac{o}{\sqrt{K + m(o^2-1) + m_2}} \cdot \frac{1}{n_0 f(1-u_4)\sqrt{2g}};$$

wobei f den in Nr. 14 angegebenen Werth hat.

Die nachstehende Tabelle II enthält die Werthe der unbekannten Größen für verschiedene Werthe von n_0 und n_1 unter der Voraussetzung gleicher horizontaler Canalweiten an der Ein- und Austrittstelle des Laufrades.

In Fig. 2 Taf. 28 ist die Beschaufelung einer Turbine mit gleichen horizontalen Canalweiten abgebildet. Die Schaufeln werden in der Mitte am dicksten, was für die Ausführung vortheilhaft ist. Es ist in Fig. 2 $ab = cd = ef = lm$.

Auch bei dieser Turbinenvarietät entsprechen jedem Werthe von o, der kleiner ist als 1, zwei Werthe von m und jenachdem m näher der Einheit oder näher der Null liegt, arbeitet der Motor vorwiegend durch Action oder Reaction. Für $o = 1$ ist m unendlich groß, was nicht realisirbar ist und für $o > 1$ erhält m blos einen reellen positiven und zwar einen Reactionswerth.

Die Werthe der Constructions-Größen nach Taf. II sind wenig von denjenigen nach Taf. I verschieden und wie bereits erwähnt, setzen die Turbinen nach Taf. II gleiche horizontale Schaufeldicken, dagegen diejenigen nach Taf. I gleiche normale Schaufeldicken an der Ein- und Austrittstelle des Laufrades voraus.

Die dritte Abtheilung der Tabelle I paßt auch in Tabelle II.

II.

Constante horizontale Schaufeldicken.

Turbinen mit gleichen horizontalen Canalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.

Nr.	$u_4 = 2/3$							$v_4 = 1/40$						$m_2 = 0{,}05$	
	o	n_0	n_1	m	a	β	y	k	f	p	p	q_1	q_2	q_1	q_2
								$v = k\sqrt{2gh}$	$R = f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$n = p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$	$n = \frac{p\sqrt{h}}{R}$	$a_0 = a_1 = q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_2 = q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	$a_0 = a_1 = q_1 R$	$a_2 = q_2 R$
1. Aktionsturbinen.															
A_1	1/2	12	24	0,720	15°20′	148°0′	26°0,	0,458	0,645	64,0	41,3	0,058	0,048	0,090	0,075
B_1	2/5	12	20	0,919	13°30′	158°50′	29°0′	0,402	0,656	55,3	36,3	0,051	0,066	0,077	0,100
C_1	3/4	12	16	1,491	10°30′	166°0′	35°40′	0,312	0,688	40,8	28,1	0,038	0,091	0,055	0,132
2. Reaktionsturbinen.															
A_2	1/2	12	24	0,330	22°50′	51°0′	18°20′	0,709	0,618	106,6	65,8	0,089	0,036	0,144	0,058
B_2	2/5	12	20	0,303	24°0′	42°40′	17°30′	0,745	0,615	109,4	67,3	0,094	0,042	0,153	0,068
C_2	3/4	12	16	0,273	25°20′	34°56′									
D_2	1	12	12	0,238	27°20′	27°20′	15°0′	0,865			78,1	0,107	0,060	0,176	0,099
E_2	4/3	16	12	0,205	29°40′	21°50′			0,609	128,2					
F_2	5/3	20	12	0,181	31°40′	18°20′									
G_2	2	24	12	0,163	33°40′	16°10′	11°30′	1,116	0,640	158,2	101,3	0,061	0,044	0,096	0,069
3. Turbinen mit gleichen normalen Canalweiten an der Ein- und Austrittseite des Laufrades.															
A_3	0,545	12	22	0,800	14°30′	152°40′	27°20′	0,433	0,649	60,2	39,1	0,055	0,055	0,084	0,084
4. Turbinen mit reiner Aktionswirkung.															
A_4	0,632	12	19	1,002	12°50′	159°20′	30°10′	0,385	0,661	52,5	34,7	0,084	0,075	0,073	0,113

19. Reine Actions-Turbinen. Soll eine Turbine mit reiner Action arbeiten, wie dieß bei allen Turbinen ohne Unterwasser-Rohr (Saugrohr) für hohe Gefälle und partielle Beaufschlagung erforderlich ist, so ist $m = 1$ oder $U = \sqrt{2gh}$.

Auch hier soll vorausgesetzt werden, daß die Schaufeldicke am Ein- und Austritt des Laufrades gleich groß sei.

Der Werth von $o = \frac{n_0}{n_1}$ ergiebt sich aus folgender Gleichung:

$$0 = \sqrt{1 - \frac{K}{4(K + o^2 - 1)}} - \sqrt{m} + n_1 v_4 A \left[\sqrt{K + o^2 - 1} + m_2 - o\right]$$

Aus dieser Gleichung läßt sich o, welcher Werth der einzige innerhalb weiter Grenzen willkürliche ist, durch probeweise Substitution herausfinden, indem man für denselben probeweise verschiedene Werthe einsetzt, bis die Auflösung auf Null führt.

Dieses Verfahren wird erleichtert, wenn man die Grenzen kennt, zwischen welchen o liegen kann. Es muß nun o mindestens $= 1/2$ und kann nicht größer als 2 sein.

Aus der Tabelle I ersieht man bereits, daß für $m = 1$ der Werth von o nahe an $12/19$ liegen müsse und in der That ist für $o = \frac{n_0}{n_1} = \frac{12}{19}$ $= 0{,}632$ der Werth von $m = 0{,}999$ oder 1.

Führt man diese beiden Werthe von o und m in die allgemeinen Formeln ein, so erhält man die Werthe, welche in der vierten Abtheilung der Tabelle I zusammengestellt sind.

Ebenso giebt die vierte Abtheilung der Tabelle II die Constructionsdaten für den Fall, daß bei gleichen horizontalen Canalweiten $m = 1$ sein soll.

20. Turbinen für außergewöhnliche Verhältnisse. Die bisher erhaltenen Resultate sind nur für die Anwendung auf mittlere Verhältnisse d. h. mittlere Gefälle und Wassermengen geeignet; für große Wassermengen würden sich zu große Radhalbmesser und für kleinere Wassermengen zu kleine Radhalbmesser ergeben. Auch müssen große Turbinen von über 1 Meter Durchmesser mehr als 12 Leitschaufeln mit entsprechenden Radschaufeln haben und es müssen die Schaufeln dünner werden als $\frac{1}{40}$ R. Die nachfolgenden Tabelle III giebt die Werthe der Constructionsgrößen der Turbinen für große Wassermengen an und zwar für eine Anzahl der Leitschaufeln $n_0 = 18$ mit Schaufeldicken,

die dem Werthe von $v_4 = \frac{1}{50}$ entsprechen, sowie für eine Anzahl der Leitschaufeln $n_0 = 24$ mit Schaufeldicken, die dem Werthe von $v_4 = \frac{1}{60}$ entsprechen.

Für große Gefälle dagegen ist es, um einen größern Halbmesser R und weniger Umdrehungen zu erhalten, passender für u_4 einen größern Werth als $^2/_3$ anzunehmen.

Man nehme daher für solche Turbinen $n_0 = 12$; $u_4 = {}^5/_6$ und $o = \frac{n_0}{n_1} = {}^{12}/_{19}$.

Dabei ergiebt sich der Werth von m zu 0,999 oder rund = 1.

Die erforderlichen Constructionsgrößen für diese Turbinengattung sind auf Taf. III angegeben. Es ist dabei immer noch volle Beaufschlagung vorausgesetzt.

Für noch größere Gefälle und kleinere Wassermengen liefern auch diese Constructionsverhältnisse noch zu kleine Durchmesser und zu große Umdrehungszahlen und man wendet daher in diesen Fällen Partialturbinen an, bei welchen das Wasser nur auf einem Theil des Radumfanges in das Laufrad eintritt.

Eine solche Turbine wird genau so berechnet und construirt, wie eine Vollturbine für eine xmal größere Wassermenge bei demselben Gefälle, wobei x ausdrückt, wieviel mal größer der ganze Radumfang sein soll als der beaufschlagte Theil desselben.

Für solche Turbinen ist immer $m = 1$ zu wählen und es wird passend $u_4 = {}^5/_6$ angenommen, wobei die Schaufeldicke dem Werthe $v_4 = {}^1/_{40}$ bis $^1/_{60}$ für $n_1 = 20$ bis 40 zu entsprechen hat.

Es sei für $n_1 = 20$ der Werth von $v_4 = {}^1/_{40}$
" " " $n_1 = 30$ " " " $v_4 = {}^1/_{50}$
" " " $n_1 = 40$ " " " $v_4 = {}^1/_{60}$

} wobei $o = 0{,}632$ für alle drei Fälle.

Die dritte Abtheilung der Tabelle III enthält für die verschiedenen Werthe von n_1 und für gleich dicke Leit- und Radschaufeln die sich ergebenden Constructionsgrößen der Partialturbinen.

III.

Nr.	m	u_4	v_4	o	n_0	n_1	a	β	y	k $v=k\sqrt{2gh}$	f $R=f\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	p $n=p\sqrt{\frac{h\sqrt{h}}{Q}}$	p $n=\frac{p\sqrt{h}}{R}$	q_1 $a_0=a_1=q_1\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	q_2 $a_2=q_2\sqrt{\frac{Q}{\sqrt{h}}}$	q_1 $a_0=a_1=q_1R$	q_2 $a_2=q_2R$
1. Turbinen für große Wassermengen.																	
A_1	0,917	2/3	1/40	0,6	12	20	14°10′	156°0′	29°0′	0,404	0,637	57,3	36,5	0,052	0,065	0,082	0,102
B_1	0,916	2/3	1/50	0,6	18	30	14°30′	155°20′	29°0′	0,405	0,646	56,6	36,5	0,034	0,042	0,053	0,065
C_1	0,916	2/3	1/60	0,6	25	40	14°30′	155°20′	29°0′	0,405	0,660	55,4	36,5	0,025	0,031	0,038	0,047
2. Turbinen für hohe Gefälle.																	
A_2	0,999	5/6	1/40	0,632	12	19	14°10′	157°30′	30°0′	0,386	0,833	38,0	31,7	0,076	0,105	0,090	0,126
3. Partialturbinen.																	
A_3	1	5/6	1/40	0,632	12,64	20	14°10′	157°10′	30°0′	0,387	0,835	38,0	31,7	0,072	0,099	0,087	0,119
B_3	1	5/6	1/50	0,632	18,96	30	14°10′	157°40′	30°0′	0,387	0,860	36,9	31,7	0,047	0,065	0,054	0,076
C_3	1	5/6	1/60	0,632	25,28	40	14°10′	157°10′	30°0′	0,387	0,878	36,1	31,7	0,034	0,049	0,039	0,055

§ 91.

Bemerkungen des Verfassers zu der Rittinger'schen Turbinen-Theorie.

Die Rittinger'sche Theorie der Turbinen mit und ohne Saugrohr bietet in ihrer Vollständigkeit und mit ihren für die Zwecke der Praxis so bequem zusammengestellten numerischen Werthen der Haupt-Construc-tionsgrößen manches Interessante dar und ist von bleibendem Werthe für den Turbinenconstructeur, wenn auch nach den von Rittinger gewählten numerischen Verhältnissen heut zu Tage wohl nur noch wenige Motoren gebaut werden dürften.

Neben den Redtenbacher'schen Resultaten für den Turbinenbau können wohl die Rittingerschen als diejenigen bezeichnet werden, welche den Praktiker noch am meisten über die einschlägigen Verhältnisse ins Klare stellen und welche überhaupt die praktische Anwendung der theoretischen Ergebnisse am meisten berücksichtigen.

Rittinger's Buch würde jetzt noch vorzüglich brauchbar sein, wenn bei der Entwickelung der Theorie nicht das Verhältniß $o = \frac{a_0}{a_1}$ der Leit- und Radschaufelzahlen als maßgebend für den Reactionsgrad des Motors zu Grunde gelegt worden wäre.

So richtig die gegebenen Entwickelungen und Resultate einerseits sind, so sehr schränkt anderseits diese Entwickelungs-Methode den Constructeur bei der Wahl der willkürlichen Größen in so enge Grenzen ein, daß man bei der jetzigen Lage des Turbinenbaues vollständig auf die Benutzung der Rittinger'schen Resultate verzichten muß.

Der Werth des hydraulischen Wirkungsgrades muß heut zu Tage bei einer Turbine wesentlich größer als 0,75 sein und soll bis auf 0,80 und 0,85 steigen, wobei die Druckhöhe für w nicht kleiner zu sein braucht als $\sqrt{0{,}05 . 2 g h}$, oder m_2 nicht kleiner als 0,05.

Die Durchmesser der Turbine werden größer gewählt und die Kranzbreite kleiner im Verhältniß zum Halbmesser des Rades.

Ferner wird die Schaufelzahl von Lauf- und Leitrad in allen Fällen entweder ganz oder nahezu gleich groß angenommen und werden dagegen eher die Schaufeldicken ungleich gemacht; wobei die richtigen Querschnitts-verhältnisse der Canäle durch eine entsprechende Wahl des Reactions-grades hervorgebracht werden, wobei die Schaufelzahl eine unter-geordnete Größe bildet, die den jeweiligen Reinheitsgraden des Wassers und den verschiedenen Anschauungen der Constructeure entsprechend kleiner oder größer gewählt werden kann.

Der Mangel dieser freien Wahl bildet die schwache Seite der Rittinger'schen Resultate.

Die interessante Turbinenvarietät mit *gleich großen horizontalen Canalweiten* ist bisher *einzig* von Rittinger behandelt worden, allerdings ohne daß die wichtigen Eigenschaften derselben für die reinen Actionsturbinen hervorgehoben worden sind.

Wenn man nämlich von der seitlichen Ausweitung der Radcanäle absieht, so ist die Schaufelform dieser Varietät eigentlich die richtigste, (für eine reine Actionsturbine mit geformtem (begrenztem) Strahl) weil das Wasser in zur Spaltenebene parallelen Schichten in das Laufrad eintritt und die Nebenhindernisse dann am kleinsten ausfallen, wenn die Wasserschichten ihre ursprüngliche Lage (parallel der Radebene) beibehalten können; denn nur in diesem Falle treten die gleichzeitig ins Laufrad eintretenden Wassertheilchen auch gleichzeitig aus dem Rade heraus und beschreibt jedes Wassertheilchen genau die gleiche Curve.

In § 42 sind die Resultate der Bremsversuche (Seite 198 — 210) aufgeführt, welche genau nach den Angaben Rittinger's ausgeführt worden und mit verschiedenen Reactionsgraden construirt worden sind. Man findet dort alle Hauptdimensionen angegeben und die erhaltenen Resultate mit den theoretischen (berechneten) Werthen verglichen. Es ist dieß eine höchst werthvolle Versuchsreihe. Wie auf Seite 205 erwähnt ist, hat die Turbine mit gleicher horizontaler Canalweite mit Beschaufelung nach Fig. 2 Taf. 28 einen wesentlich kleinern Wirkungsgrad ergeben, als die Turbinen mit gleichen normalen Canalweiten mit Beschaufelung nach Fig. 1 Taf. 30 und zwar nur $64\frac{1}{2}\%$ gegenüber $71\frac{1}{2}\%$ bei der letzterwähnten Schaufelconstruction.

Es rührt dieß ohne Zweifel nur daher, daß die Schaufelform Fig. 2 Taf. 28 zu plötzlich gebogen ist. Die Form würde unbedingt eine bessere Wirkung ergeben, wenn die Biegung mehr auf die ganze Schaufellänge vertheilt und die Schaufeln mehr nach vorn (der Drehungsrichtung entgegen) heraustragen, sich ferner auch durch eine größere Radhöhe erstrecken würden.

Rittinger hat auch (im Jahre 1860) zuerst auf die Construction der Turbinen mit Rückschaufeln mit gleicher normaler Canalweite (nach Fig. 1 Taf. 30) aufmerksam gemacht, hat indessen allerdings nicht den Umstand hervorgehoben, daß derart construirte reine Actionsturbinen auch im Unterwasser eingetaucht eine gute Wirkung geben, weil das Wasser die Canäle gerade vollständig ausfüllt. (Man vergleiche § 63 Seite 290.)

Auf diese werthvolle Eigenschaft ganz besonders aufmerksam gemacht zu haben ist *Hänel's* Verdienst.

§ 92.

Redtenbacher's Turbinen-Theorie.

A. Jonvalturbinen.

Behält man die bisherigen Bedeutungen von Q h a β y U u u_1 w v Δ s bei und nennt man ferner

R R_1 und R_2 den mittlern, den äußern und den innern Halbmesser der Turbine,

i und i_1 die Anzahl der Leit- und Radcanäle,

s_1 und s_2 die normalen Weiten der Laufradcanäle an der untern und obern Radebene,

Δ_1 und Δ_2 die Summe der normalen Weiten an der untern und obern Radebene,

v_1 und v_2 die Umfangsgeschwindigkeit am äußern und innern Radumfange,

E und E_1 die Dicke der Leit- und Laufradschaufeln,

g das Gewicht von 1 Cubikmeter Wasser = 1000 Kilogramm,

z die Höhe des Turbinenrades,

h_1 die Höhe des Mittelpunktes der Einlaßklappe über dem Spiegel des Unterwassers,

h_2 die Höhe des Mittelpunktes der untern Ausflußöffnung des Saugrohres unter dem Spiegel des Unterwassers,

h_3 Abstand der untern Laufradebene über dem Unterwasserspiegel,

A den Druck einer Atmosphäre auf einen Quadratmeter Fläche.

A_2 und A_3 Druck per Quadratmeter in der Spalte und unmittelbar unter dem Laufrade,

k und k_1 die Contractionscoefficienten für den Ausfluß des Wassers aus den Leit- und Laufradcanälen.

1) Bedingungen des vortheilhaftesten Effectes.

Unter Vernachlässigung der Nebenhindernisse ist

$$\frac{U^2}{2g} = h - h_3 - z + \frac{A}{g} - \frac{A_2}{g}.$$

Der stoßlose Uebertritt im Laufrad bedingt:

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta} \quad \text{und} \quad \frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin\beta}.$$

Es ist auch $u^2 = v^2 + U^2 - 2vU\cos a$

sowie

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \frac{A_2}{g} - \frac{A_3}{g} + z \text{ und } w^2 = u_1^2 + v^2 - 2 u_1 v \cos y.$$

Für eine vortheilhafteste Wirkung muß w so klein als möglich sein, was dann der Fall ist, wenn $y = 0$ oder doch ein sehr kleiner Winkel ist.

Ist dieses Letztere aber der Fall, so ist $u_1 = v$.

Da Winkel y niemals $= 0$ werden kann (da man sonst keinen Ausflußquerschnitt erhält), so ist die Annahme $u_1 = v$ immerhin nur eine Annäherung an die Wirklichkeit und somit auch alle aus dieser Annahme folgenden Resultate.

Wegen Vernachlässigung der Nebenhinderniße ist

$$\frac{A_2}{g} + h_3 = \frac{A}{g}.$$

Da der Druck A_2 nie negativ werden kann, so darf h_3 nie größer als $\frac{A_2}{g}$ sein.

2) Bestimmung der Unbekannten.

Durch Verarbeitung der obigen, der maximalen Leistung entsprechenden Bedingungsgleichungen erhält man nun:

$$U = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}}.$$

$$u = \sqrt{g h \frac{\sin^2 a}{\cos a \sin (a + \beta)}}.$$

$$v = \sqrt{g h \frac{\sin (a + \beta)}{\cos a \sin \beta}}.$$

Es ist nun:

$$\frac{A_2}{g} = h \left(1 + \frac{1}{2} \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}\right) - h_3 - z + \frac{A}{g}.$$

Da das Wasser alle Canäle vollständig ausfüllen muß, ist

$$\Delta = \frac{Q}{U k}; \quad \Delta_1 = \Delta \frac{U k}{u}; \quad \Delta_2 = \Delta \frac{U k}{u_1 k_1}.$$

Die oben gefundenen Werthe für Δ sind aber noch nicht richtig, weil ein Theil von Δ durch die Radschaufelkanten verdeckt wird.

Ist $\frac{2 R \pi}{i}$ die Schaufeltheilung des Leitrades, so ist die mittlere normale Weite eines Canales $\frac{2 R \pi}{i} \sin a - E$ und da die radiale

Dimenſion eines Canales $= R_1 - R_2$ iſt, ſo iſt der Querſchnitt eines Canales gleich

$$(R_1 - R_2)\left(\frac{2R\pi}{i}\sin a - E\right)$$

und die Summe aller Querſchnitte iſt gleich

$$\Delta = i(R_1 - R_2)\left(\frac{2R\pi}{i}\sin a - E\right).$$

Allein von dieſer Weite Δ wird ein Theil durch die unter dem Leitrade vorbeigehenden Schaufelkanten des Laufrades verdeckt.

Jede Schaufel des Laufrades verſperrt nämlich durch ihre Dicke E_1 und Breite $R_1 - R_2$ die normale Ausflußweite des Leitrades um den Betrag $E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2)$ und es iſt daher die totale Verengung gleich

$$i_1 E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2).$$

Der wirkliche freie Ausflußquerſchnitt Δ iſt daher

$$\Delta = i(R_1 - R_2)\left(\frac{2R\pi}{i}\sin a - E\right) - i_1 E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}(R_1 - R_2).$$

Der Werth von s_1 ergiebt ſich zu

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi \sin a}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1}\frac{E}{R} + \frac{E_1}{R}\frac{\sin a}{\sin \beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin \beta}{\sin(a+\beta)}.$$

Aus obigen Ergebniſſen leitet Redtenbacher nun folgende Conſtructionsregeln für die Jonvalturbinen ab.

3) Allgemeine Conſtructionsregeln für den Bau der Jonvalturbinen.

a) Als Wirkungsgrad einer Jonvalturbine giebt Redtenbacher 65 bis 75% und im Mittel 70% an, ſo daß $\frac{Nn}{Na} = 0{,}7$.

b) Daraus ergiebt ſich die bei einem gegebenen Gefälle h für eine beſtimmte Leiſtung erforderliche Waſſermenge

$$Q = \frac{75}{700}\frac{Nn}{h} = 0{,}107\frac{Nn}{h}.$$

c) Die Winkel a und β können innerhalb gewiſſer Grenzen willkürlich angenommen werden und man darf im Mittel ſetzen: $a = 24°$. $\beta = 66°$.

d) Der Contractionscoefficient k iſt $= 1$ zu ſetzen, d. h. es findet beim Austritt aus dem Leitrad keine Contraction ſtatt, voraus-

gesetzt, daß (wie immer der Fall sein soll) die untern Enden der Leitschaufeln gradlinig und einander parallel gemacht seien.

e) Der Contractionscoefficient k_1 ist $= 0{,}9$ zu setzen, da das Wasser das Laufrad mit schwacher Convergenz verlassen darf.

f) Die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus den Leitcanälen austritt, darf ohne Correctur der theoretischen Geschwindigkeit gleich gemacht werden und es ist daher

$$U = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}.$$

g) Das Verhältniß zwischen den Radhalbmessern kann genommen werden: $R_2 = {}^2/_3 R_1$. $R = {}^5/_6 R_1$.

h) Für die mittlere Anzahl der Leitschaufeln kann man wählen

$$i = 16.$$

Die Anzahl der Laufradschaufeln darf größer sein und man kann im Mittel setzen

$$i_1 = 24.$$

i) Die Mitteldicke der Leit- und Laufradschaufeln kann passend gewählt werden zu

$$E = E_1 = \frac{1}{40} R = 0{,}025\,R.$$

k) Der äußere Halbmesser des Rades ist zu nehmen:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U k\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi \sin a\left(1-\frac{i}{2\pi \sin a}\frac{E}{R}-\frac{i_1}{2\pi \sin\beta}\frac{E_1}{R}\right)}\right\}}.$$

l) Die untere normale Weite der Leitcanäle am mittlern Radumfang ist nun:

$$s = R\left(\frac{2\pi \sin a}{i}-\frac{E}{R}\right).$$

m) Die untere normale Weite der Radcanäle (Laufrad) wird

$$s_1 = R\left[\frac{2\pi \sin a}{i_1}-\left(\frac{i}{i_1}\frac{E}{R}+\frac{E_1}{R}\frac{\sin a}{\sin\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)}.$$

n) Die vortheilhafteste Umfanggeschwindigkeit am mittlern Radumfang wird:

$$v = 0{,}774\sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta\cos a}}.$$

Dabei ist der Coefficient 0,774 die erfahrungsgemäß nöthige Correctur des theoretischen Werthes von

$$v = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta\cos a}}.$$

o) Die vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen in 1 Minute wird:

$$n = 9{,}55\,\frac{v}{R}.$$

p) Die Höhe des Leitrades nehme man $= 0{,}6\,R$.
Die Höhe des Laufrades nehme man $= 0{,}5\,R$.

q) Den Abstand beider Räder $= {}^1/_{50}\,R$ (so klein als es die Ausführung erlaubt).

r) Halbmesser des Mantels, welcher das Turbinenrad umgiebt:

$$= R_1 + \frac{R}{50} + \text{Kranzdicke am äußern Umfang.}$$

s) Die Höhe der Ausflußöffnung aus dem Abflußrohr $= \frac{1}{2}\,R_1$.

t) Die Breite des Ablaufscanales bei der Turbine $= 4\,R_1$.

4) Specielle Constructionsregeln für Jonvalturbinen für mittlere Gefälle und Wassermengen.

Wenn das Gefälle nicht zu groß und die Wassermenge nicht zu klein ist, wenn man es somit mit mittlern Verhältnissen zu thun hat, so kann man für die willkürlichen Größen die oben angegebenen Werthe wählen und man erhält dann zur Berechnung aller Hauptdimensionen einer Jonvalturbine folgende praktische Constructionsregeln.

a) Wassermenge, welche per Secunde auf das Rad wirken muß, bei einem Wirkungsgrad von 70% . . . . . $Q = 0{,}107\,\frac{N\,n}{h}$.

b) Mittlerer Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene . . . . . $a = 24°$.

c) Mittlerer Winkel der Laufradschaufeln mit der obern Radebene . . . . . $\beta = 66°$.

d) Contractionscoefficienten . . . . . $k = 1\,;\ k_1 = 0{,}90$.

e) Ausflußgeschwindigkeit aus dem Leitrade . $U = 0{,}707\,\sqrt{2\,g\,h}$.

f) Anzahl der Leitschaufeln . . . . . $i = 16$.
Anzahl der Radschaufeln . . . . . $i_1 = 24$.

g) Metalldicke der Leit- und Radschaufeln . . $E = E_1 = \frac{R}{40}$.

h) Aeußerer Halbmesser der Turbine . . . $R_1 = 1{,}380\,\sqrt{\frac{Q}{U}}$.

Innerer " " " . . . $R_2 = {}^2/_3\,R_1$.
Mittlerer " " " . . . $R = {}^5/_6\,R_1$.

i) Normale Weite der Leitcanäle am Austritt $s = 0{,}135\,R.$
„ „ „ Radcanäle „ „ $s_1 = 0{,}080\,R.$
k) Vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit am mittlern Radumfang . . . . . $v = 0{,}60\sqrt{2gh}.$
l) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen per Minute . . . . . $u = 9{,}50\frac{v}{R}.$
m) Höhe des Leitrades . . . . . 0,60 R.
„ „ Laufrades . . . . . 0,50 R.

5) Specielle Constructionsregeln für Jonvalturbinen zur Ausnutzung kleinerer Wassermengen bei größern Gefällen.

Ist das Gefälle so groß und die Wassermenge so klein, daß die Turbine nach den vorhergehenden Regeln zu klein ausfällt und zu viele Umdrehungen machen würde, so muß für a ein kleinerer Werth und für $\frac{R_2}{R_1}$ ein größerer Werth gewählt werden und dann ergeben sich folgende einfache Regeln für die Construction der Jonvalturbinen für größere Gefälle:

a) Wassermenge, welche per Secunde auf das Rad wirken soll . . . . . $Q = 0{,}107\frac{Nn}{h}.$
b) Mittlerer Winkel der Leitschaufeln mit der untern Radebene . . . . . $a = 15°.$
c) Mittlerer Winkel der Radschaufeln mit der obern Radebene . . . . . $\beta = 66°.$
d) Contractionscoefficienten . . . . . $k = 1;\ k_1 = 0{,}90.$
e) Ausflußgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitcanälen . . . . . $U = 0{,}692\sqrt{2gh}.$
f) Anzahl der Leitschaufeln . . . . . $i = 16°.$
g) „ „ Radschaufeln . . . . . $i_1 = 24°.$
h) Metalldicke der Leit- und Radschaufeln . . $E = E_1 = \frac{R}{49}.$
i) Aeußerer Halbmesser der Turbine . . . $R_1 = 1{,}966\sqrt{\frac{Q}{U}}.$
k) Innerer „ „ „ . . . $R_2 = {}^5/_7\,R_1.$
l) Mittlerer „ „ „ . . . $R = {}^6/_7\,R_1.$
m) Normale Weite der Leitcanäle am Austritt $s = 0{,}077\,R.$
n) Normale Weite der Laufradcanäle am Austritt $s_1 = 0{,}045\,R.$

o) Vortheilhafteste Geschwindigkeit am mittlern Umfang . . . . . $v = 0{,}579\sqrt{2gh}$.

p) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen per Minute . . . . . $n = 9{,}55\frac{v}{R}$.

q) Höhe des Leitrades . . . . . $= 0{,}60\,R$.

r) „ „ Laufrades . . . . . $= 0{,}50\,R$.

s) Abstand beider Räder oder Spaltenhöhe . $= \frac{R}{50}$.

6) Partialturbinen.

Ist das Gefälle so bedeutend und die Wassermenge so gering, daß selbst die Annahme $a = 15^0$ und $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ eine unzulässig große Anzahl Umdrehungen ergeben, so muß man sich zur Erstellung einer Partialturbine entschließen, und da eine solche als Reactionsturbine construirt eine wesentlich geringere Leistung ergiebt, so wird man in einem solchen Falle besser zur Anwendung eines Tangentialrades greifen.

7) Berechnung der Leistung einer Jonvalturbine.

Um die wirkliche Berechnung einer Jonvalturbine mit gegebenen Dimensionen berechnen zu können, sind außer den frühern Bezeichnungen noch folgende nothwendig:

O = Querschnitt des Rohres, durch welches das Wasser vom Turbinenrad niederströmt.

w_2 = Querschnitt der untern Ausflußöffnung am Mantel.

γ_2 = der Winkel, den die Richtung des ausfließenden Wassers mit der untern Radebene bildet.

x = Contractionscoefficient für den Austritt des Wassers unten aus dem Turbinenmantel.

$x_2 = \frac{v^2}{2gh}$.

Man berechne nun zunächst folgende Ausdrücke:

$$\Delta = \left(2R\pi \sin a - iE - i_1 E_1 \frac{\sin a}{\sin \beta}\right)(R_1 - R_2).$$

$$\Delta_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2).$$

$$\Delta_2 = \Delta \frac{\sin \beta}{\sin a};$$

$$m = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \cos a + \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \cos \beta;$$

$$n = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \sin a - \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \sin \beta .$$

$$M^2 = 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Delta_1 k_1}{w_2 y_2}\right)^2 + \left(\frac{\Delta_1 k_1}{O}\right)^2 - 2 \sin y_2 \frac{\Delta_1 k_1}{O} .$$

$$A = 1 - \frac{\left(\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \cos a + \cos y_2\right) \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \cos \beta}{M^2} .$$

$$B = \frac{\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \cos a + \cos y_2}{M} ;$$

$$C = \frac{\left(\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2}\right)^2 \cos^2 \beta}{M^2} ;$$

$$D = \frac{\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta_2} \cos \beta}{M^2}$$

und dann findet man für eine beliebige Geschwindigkeit des Rades

a) das Verhältniß zwischen dem in Kilogrammmetern ausgedrückten Nutzeffect E_n und dem absoluten Effect $1000\,Q\,h$ der Wasserkraft:

$$\frac{E_n}{1000\,Q\,h} = -2A x_2 + 2B \sqrt{x_2 + C x_2^2} ;$$

b) das Verhältniß zwischen der Geschwindigkeit U und $\sqrt{2gh}$:

$$\frac{U}{\sqrt{2gh}} = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} \left(D \sqrt{x_2} + \frac{\sqrt{1 + C x_2}}{M}\right) ;$$

man findet ferner für die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit einer beliebigen Turbine

$$(x_2)\ \text{maximum} = \frac{1}{2C} \left\{ +1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}} \right\} ;$$

und es ergiebt sich die maximale Leistung der Turbine

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,h}\right) \text{maximum} = \frac{A}{C} \left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right] .$$

Dabei ist zu berücksichtigen, daß in diesen Ausdrücken die Reibungsverluste nicht berücksichtigt sind, daß dieselben nicht dazu dienen, den wirklichen Effect so zu bestimmen, daß man ihn beispielsweise garantiren kann; wohl aber läßt sich mit Hilfe dieser Ausdrücke eine jede richtig oder unrichtig construirte Turbine auf ihre Leistung prüfen *im Verhältniß zu einer andern richtig construirten Turbine*, deren effective Leistung man kennt.

B. Fourneyron'sche Turbinen (Fig. 4, Tafel 3),

d. h. Reactionsturbinen mit radialer innerer Beaufschlagung.

Außer den bisherigen Bezeichnungen, welche sämmtlich ihre Bedeutung beibehalten, bedeutet noch

a der Winkel, den die mittlere Richtung m k (Fig. 4 Tafel 3) des aus dem Leitrade fließenden Wassers mit dem innern Umfang des Laufrades bildet.

a_1 der Winkel, unter welchem die Leitschaufeln den äußern Radumfang schneiden.

β der Winkel der Laufradschaufeln mit dem innern Radumfang.

γ der Winkel, welchen die mittlere Richtung des aus dem Laufrade fließenden Wassers mit dem äußern Radumfange bildet.

R_2 der innere Halbmesser des Laufrades.

R_1 der äußere Halbmesser des Laufrades.

δ_1 die Höhe des Rades, d. h. der lichte Abstand der Radkronen.

v_2 die vortheilhafteste Geschwindigkeit am innern Radumfang.

v_1 die vortheilhafteste Geschwindigkeit am äußern Radumfang.

$\Delta\,\Delta_1\,\Delta_2$ die Summe der normalen Querschnitte am Austrittleitrad, Austrittlaufrad und Eintrittlaufrad.

$k\,k_1$ wie früher, die Contractionscoefficienten für den Ausfluß aus Leit- und Laufrad.

h_2 die Tiefe der Tauchung des Rades, d. h. der Abstand der Mittelpunkte der Ausflußöffnungen des Laufrades unter dem Unterwasserspiegel.

1) Entwicklung der Theorie.

Da das Wasser die Canäle überall ausfüllen muß, ist

$$Q = \Delta\, U k = \Delta_1\, u_1\, k_1 = \Delta_2\, u.$$

Indem man vorläufig von den Nebenhindernissen absieht, so erfolgt der Austritt des Wassers aus dem Leitapparate wie aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, deren Mittelpunkt in einer Tiefe $\frac{A}{1000} + h + h_2$ unter dem obern und in einer Tiefe $\frac{A_2}{1000}$ unter dem untern Wasserspiegel sich befindet.

Es ist daher:

$$U = \sqrt{2g\left(\frac{A}{1000} + h + h_2 - \frac{A_2}{1000}\right)}$$

oder

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{(A - A_2)}{1000} + h + h_2 .$$

Der stoßfreie Uebertritt vom Leitrad ins Laufrad bedingt:

$$\frac{v}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin [\pi - (a + \beta)]}{\sin \beta};$$

und es ist:

$$v^2 = v_2^2 + U^2 - U v_2 \cos a$$

$$\frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin (a + \beta)}{\sin \beta};$$

$$u^2 = v_2^2 + U^2 - 2 v_2 U \cos a .$$

Während des Durchflusses durch das Laufrad wird das Wasser auch durch die Centrifugalkraft beschleunigt. Die Arbeit der Centrifugalkraft auf das Wasser ist

$$\frac{1000 Q}{2g} (v_1^2 - v_2^2) .$$

Am innern Umfange des Rades herrscht eine Pressung A_2; am äußern Umfang wirkt ein Druck $A + 1000 h_2$. Das Wasser wird somit durch die Differenz dieser Pressungen herausgetrieben und außerdem durch die Centrifugalkraft beschleunigt und es ist daher:

$$\frac{1000 Q}{2g} (u_1^2 - u^2) = 1000 Q \left(\frac{A_2}{1000} - \frac{A}{1000} - h_2 \right)$$

$$+ 1000 \frac{Q}{2g} (v_1^2 - v_2^2);$$

oder

$$u_1^2 - u^2 = 2g \left(\frac{A_2}{1000} - \frac{A}{1000} - h_2 \right) + (v_1^2 - v_2^2) .$$

Die vortheilhafteste Wirkung würde erhalten, wenn $w = 0$ und somit $y = 0$; oder da dieß unmöglich ist, wenn diese Größen sehr klein sind.

Damit dieß letztere der Fall sei, muß die Richtung von w radial sein und es kann sodann $u_1 = v_1$ gesetzt werden.

Aus den obigen Verhältnissen ergiebt sich nun durch einfache weitere Verarbeitung derselben

$$o = 2gh - 2 v_2 U \cos a$$

und es wird

$$U = \sqrt{g h \frac{\sin \beta}{\cos a \sin (a + \beta)}};$$

$$v_2 = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\cos a \sin\beta}};$$

$$u = \frac{\sin a}{\sin\beta}\sqrt{g\,h\,\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}.$$

Die obigen Gleichungen enthalten neun unbestimmte Größen, von welchen a und β gewählt werden können, wonach sich alle unbekannten Werthe berechnen lassen.

Die Winkel a y β sind nur innerhalb gewisser Grenzen willkürlich; sie müssen nämlich so gewählt werden, daß die betreffenden Ausdrücke endliche reelle positive Werthe geben. Dieß ist dann der Fall, wenn $a < 90^0$ und $a + \beta < 180^0$ genommen wird.

Wird $a > 90^0$ und $a + \beta > 180^0$ genommen, so ergiebt sich für $\Delta 1_1$ ein negativer Werth.

Wird $a > 90^0$ und $a + \beta < 180^0$ genommen, so wird U und v_2 imaginär und Δ_1 wird positiv unendlich.

Wird endlich $a < 90^0$ und $a + \beta > 180^0$ genommen, so wird U und v_2 imaginär und Δ_1 negativ.

Die verschiedenen Anordnungen, welche man für verschiedene Werthe von a und β erhält, lassen sich in drei Klassen eintheilen:

a) Die erste Klasse mit $2a + \beta < 180^0$ erhält $U < \sqrt{2gh}$
$A_2 > A + 1000\,h_2$,

denn es ist:

$$\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)} = < 2.$$

b) Die zweite Klasse mit $2a + \beta = 180^0$ erhält $U = \sqrt{2gh}$
$A_2 = A + 1000\,h_2$,

denn es ist:

$$\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)} = 2.$$

(Bei diesen Turbinen wirkt das Wasser durch reine Action.)

c) Die dritte Klasse mit $2a + \beta > 180^0$ erhält $U > \sqrt{2gh}$
$A_2 < A + 1000\,h_2$,

weil $\dfrac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)} > 2$ ausfällt.

In diesem letztern Falle strömt daher das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus, welche größer ist als $\sqrt{2gh}$.

Es ist indessen nicht rathsam, diese letztern Verhältnisse zu wählen, weil die Nebenhindernisse zu groß ausfallen.

2) Bestimmung der Unbekannten und willkürlichen Größen.

a) Durch Vergleichung ausgeführter Turbinen leitete Redtenbach zur Bestimmung des Durchmessers der Turbine eine Regel ab, nämlich

$$R_2 = 0{,}538\sqrt{Q}\,.$$

b) Für die Winkel a und β haben sich folgende Werthe als passend ergeben:

$$a = 30^0; \qquad \beta = 60 \text{ bis } 90^0.$$

Bei den von Fourneyron construirten Turbinen war jederzeit $\beta = 90^0$.

c) Für das Verhältniß $\frac{R_1}{R_2}$ wählt man passend:

für $\beta = 90^0$ wird $\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{4{,}405}{\sqrt[3]{R_2}}$;

für $\beta = 60^0$ wird $\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{,}27}{\sqrt[3]{R_2}}$;

Bei den von Fourneyron construirten Turbinen war gewöhnlich $\frac{R_1}{R_2} = 1{,}4$ bis $1{,}5$.

d) Anzahl der Leitschaufeln = 24 bis 30,
Anzahl der Radschaufeln = 30 bis 36.

e) Die äußere normale Weite s_1 der Radcanäle wird aus dem folgenden Ausdrucke berechnet:

$$\frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k} = \frac{R_2}{R^1} \frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)}.$$

f) Die Höhe der Radcanäle ergiebt sich zu $\delta_1 = \frac{Q}{i\,s\,k\,U}$.

g) Die Werthe von s erhält man bei der Aufzeichnung des Schaufelapparates.

h) Der Coefficient k wird je nach der Form des Leitcanales $k = 0{,}9$ bis 1.

i) Die Ausflußgeschwindigkeit U wird berechnet nach dem Ausdrucke

$$U = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}};$$

oder für $\beta = 90^0$ ist $U = \frac{\sqrt{g\,h}}{\cos a}$.

k) Wenn die Wassermenge veränderlich ist, so muß das Laufrad mit einer oder auch mit zwei Zwischenkronen versehen werden, so daß das Rad in der Höhe in drei Abtheilungen getheilt wird, von welchen nach Belieben eine oder zwei geschlossen werden können.

l) Die vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit ergiebt sich erfahrungsmäßig kleiner als die theoretische und zwar zu

$$v_2 = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\cos a \sin \beta}} \times 0{,}707,$$

worin 0,707 den Correctionscoefficienten bezeichnet.

m) Die Anzahl Umdrehungen wird sodann

$$n = 9{,}548\,\frac{v_2}{R_2} = 9{,}548\,\frac{v_1}{R_1}.$$

3) Practische Regeln zur Berechnung der Fourneyron'schen Turbinen.

Aus den obigen allgemeinen Formeln ergeben sich nun folgende einfache Regeln zur Berechnung der Fourneyron'schen Turbinen:

a) Wassermenge, welche per Secunde auf das Rad wirken soll:

$$Q = 0{,}107\,\frac{N\,n}{h}.$$

b) Innerer Halbmesser des Turbinenrades:

$$R_2 = 0{,}538\,\sqrt{Q}.$$

c) Winkel, unter welchem die Leitschaufeln den innern Umfang des Turbinenschützens schneiden:

bei kleinen Turbinen $a_1 = 15^0$,
bei größern „ $a_1 = 24^0$.

d) Krümmungshalbmesser für die Leitcurven (Fig. 4 Tafel 3)

$$r = 0{,}50\,R_2.$$

e) Metalldicke der Leitschaufeln 0,003 bis 0,004 Meter.

f) Metalldicke des Schützenmantels 0,01 bis 0,015 Meter.

g) Spielraum zwischen dem Schützenmantel und dem innern Umfang des Rades 0,001 bis 0,005 Meter.

h) Anzahl der Leitkurven $i = 24$ bis 30.

i) Sind die vorstehenden Größen berechnet, so wird das Rad aufgezeichnet und man erhält sodann aus der Zeichnung den Winkel a und die normale Weite s.

k) Winkel, unter welchem die Radkurven den innern Umfang des Rades durchschneiden: $\beta = 60$ bis $90°$.

l) Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Leitcanäle verläßt:

$$U = \sqrt{g\,h\,\frac{\sin\beta}{\cos a \sin(a+\beta)}}\,.$$

m) Höhe des Turbinenrades $\delta_1 = \frac{Q}{i\,s\,k\,U}$,

wobei k folgenden Werth erhält:

für $a_1 = 15°$ wird $k = 0{,}90$,
für $a_1 = 24°$ wird $k = 0{,}95$.

n) Verhältniß zwischen dem äußern und innern Halbmesser des Rades:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{,}0045\,\beta^0}{\sqrt[3]{R_2}}\,.$$

o) Anzahl der Radcurven $i_1\,1 = 1{,}2\,i \sin\beta$.
Metalldicke der Radcurven 0,004 bis 0,006 Meter.

Die Radcurven können (Fig. 4 Tafel 3) aus 2 Kreisbogen zusammengesetzt werden und es ist zu nehmen:

	für $\beta = 60°$	für $\beta = 90°$
erster Krümmungshalbmesser	$= 0{,}45\,R_2$	$0{,}36\,R_2$.
zweiter „ „	$= 0{,}59\,R_2$	$0{,}50\,R_2$.

Diese Krümmungshalbmesser sind nur dann richtig, wenn die Radcurven den äußern Umfang unter einem Winkel schneiden, welcher nicht weit von 15° entfernt ist.

p) Aeußere Weite der Laufradcanäle:

$$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(a+\beta)}\,;\quad \text{wobei } k_1 = 1{,}90.$$

q) Vortheilhafteste Geschwindigkeit am innern Radumfang.

$$v_2 = 0{,}707\sqrt{g\,h\,\frac{\sin(a+\beta)}{\sin\beta\cos a}}\,.$$

r) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen in 1 Minute:

$$n = 9{,}548\,\frac{v_2}{R_2}\,.$$

4) Resultate einer vollständigen Theorie.

In seinem großen Werke „Theorie und Bau der Turbinen und Wasserräder" hat Redtenbacher die nachfolgenden Resultate erhalten,

welche über die Eigenschaften der Turbinen bemerkenswerthe Aufschlüsse geben, die mit der Erfahrung in allen Theilen vollständig übereinstimmen und eine genaue Beurtheilung einer jeden, gut oder fehlerhaft construirten Turbine ermöglichen.

Bezeichnet man mit v_1 die Umfangsgeschwindigkeit am äußern Radumfang, mit $y = \frac{En}{1000\,Qh}$ das Güteverhältniß der Turbine, mit A B C D m und n gewisse complicirte Ausdrücke, welche von den Abmessungen der Turbine abhängen, aber weder y noch v_1 enthalten, ferner mit x den Werth $\frac{v_1^2}{2gh}$, so ergeben sich folgende 2 sowohl für Jonval- als auch für Fourneyron'sche Turbinen geltende Ausdrücke:

a) $$y = -2Ax + 2B\sqrt{x + Cx^2}.$$

b) $$\frac{U}{\sqrt{2gh}} = \frac{\Delta_1 k_1}{\Delta k}\left(D\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1+Cx}{1+m^2+n^2}}\right).$$

Die erste dieser beiden Gleichungen zeigt, wie bei jeder Turbine der Wirkungsgrad y von der Umfangsgeschwindigkeit abhängt.

Der zweite Ausdruck giebt für jede beliebige Umfangsgeschwindigkeit die Ausflußgeschwindigkeit U an und zwar für eine beliebige richtig oder unrichtig construirte Turbine.

Betrachtet man x und y als die Coordinaten eines rechtwinkligen Coordinatensystems, so stellt die Gleichung a) eine Ellipse dar, deren Peripherie durch den Anfangspunkt der Coordinaten geht (Fig. 10, Tafel 54).

Es ist $Op = x$; $mp = y$.

Die Ellipse schneidet die Abscissenlinie 2 mal, bei O bei n, d. h. das Güteverhältniß verschwindet (der Effect ist gleich Null) für $x =$ Null und für $x = On$. Bei $x =$ Null ruht die Turbine, was dann der Fall ist, wenn ihr ein Widerstand aufgebürdet wird, den sie nicht zu überwinden vermag.

Wenn $x = On$ wird, so ist $y =$ Null. Diesen Werth von x erhält man aus Gleichung a), wenn man $y = 0$ setzt und x nicht gleich Null nimmt und es wird

$$x = On = \frac{1}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C}.$$

Diese Geschwindigkeit ist diejenige, welche eintritt, wenn die Turbine leer läuft und das Wasser doch voll auf den Motor einwirkt.

Zwischen diesen beiden kleinsten und größten Werthen $x = 0$ und $x = On$ giebt es einen gewissen Werth von $x = Op_1$, für welchen y einen größten Werth $y = m_1 p_1$ erhält.

Dieß ist die für die Turbine vortheilhafteste Umfangsgeschwindigkeit.

Berechnet man für irgend eine Turbine den numerischen Werth von y, indem man für x Werthe annimmt, die von dem vortheilhaftesten Werthe $x = Op_1$ nicht gar zu viel abweichen, so findet man stets Werthe, die von dem größten Werthe $m_1 p_1$ nicht viel verschieden sind. Es folgt hieraus in Uebereinstimmung mit allen Bremsversuchen, daß sich der Nutzeffect einer Turbine nicht viel ändert, wenn die Geschwindigkeit derselben auch ziemlich viel von der vortheilhaftesten Geschwindigkeit abweicht.

Berechnet man für irgend eine specielle Turbine die Werthe Op_1 und On, so findet man stets, daß die dem Leergange entsprechende Geschwindigkeit genau oder nahezu doppelt so groß ist als die vortheilhafteste Geschwindigkeit; was auch durch die Bremsversuche vollkommen bestätigt wird.

Für die Berechnung der vortheilhaftesten Umfangsgeschwindigkeit $(x)\,\text{maxim.} = Op_1$ erhält man folgenden Ausdruck:

$$(x)\,\text{maxim.} = Op_1 = \frac{1}{2C}\left\{-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right\}$$

und für die größte Leistung $y = m_1 p_1$, welche die Turbine bei der obigen Geschwindigkeit entwickelt

$$y = m_1 p_1 = \frac{A}{C}\left[1 - \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right].$$

Alle oben gemachten Bemerkungen gelten auch für die Jonvalturbinen und finden sich auf Seite 436 die den obigen Ausdrücken entsprechenden Formeln für die Jonvalturbine zusammengestellt.

C. Tangentialräder.

1) Theorie der Tangentialräder mit innerer Beaufschlagung.

Es wird angenommen, daß das Rad nicht im Wasser watte und daher auch an der Stelle des Wassereintrittes ins Laufrad der äußere Atmosphärendruck herrsche.

Es ist sodann:

$$\frac{U^2}{2g} = h \text{ und } U = \sqrt{2gh}.$$

Die Bedingung, daß das Wasser die Canäle ausfüllt, ist:

$$Q = \Delta U k = \Delta_2 u = \Delta_1 u_1 k_1.$$

Die Bedingungen, daß das Wasser ohne Stoß ins Rad eintrete, sind:

$$\frac{u}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}; \qquad \frac{v_2}{U} = \frac{\sin (a+\beta)}{\sin}$$

auch ist:

$$u^2 = U^2 + v_2^2 - 2 U v_2 \cos a.$$

Für die Ausflußgeschwindigkeit u_1 ergiebt sich die derselben entsprechende Druckhöhe

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$$

in welchem Ausdrucke der Werth $\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$ die Beschleunigung durch die Centrifugalkraft bezeichnet.

Für das Maximum des Effectes wäre: $y = a$ und $u_1 = v_1$, woraus folgt:

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos a} \text{ und } \sin a = \sin (a+\beta)$$

$$\text{daher } \beta = 180 - 2a.$$

Bezeichnet nun p das Verhältniß des innern Radumfanges zu dem beaufschlagten Theil dieses Umfanges, so ist annähernd, wenn man eine durchweg gleiche Höhe δ der Leit- und Laufradcanäle voraussetzt:

$$\Delta = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin a \, \delta; \quad \Delta_2 = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \beta \, \delta; \quad \Delta_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin y \, \delta.$$

Es wird sodann:

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin a \, U k} \left(\frac{R_2}{\delta}\right)}.$$

$$v_2 = \frac{U}{2 \cos a}.$$

Für $\frac{R_2}{R_1}$ kann man passend wählen $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$.

„ k u. k_1 „ „ „ „ $k = k_1 = 0{,}9^0$.

„ y „ „ „ „ $y = 15$ bis 20^0.

„ p „ „ „ „ $p = 4$ bis 5.

„ δ „ „ „ „ $\delta = \frac{1}{4} R_2$.

Für die Anzahl der Radschaufeln $i = 35 + 50 R_2$.

„ „ „ „ Umdrehungen wird $u = 9{,}548 \frac{v_2}{R_2}$.

2) Theorie und Construction des Tangentialrades mit äußerer Beaufschlagung.

Die Bedingungsgleichungen sind: $U = \sqrt{2gh}$.

$U = \Delta U k = \Delta_1 u_1 = \Delta_2 u k_2$.

$\frac{u_1}{U} = \frac{\sin a}{\sin \beta}$; $\frac{v_1}{U} = \frac{\sin(\beta - a)}{\sin \beta}$; $u_1^2 = v_1^2 + U^2 - 2 v_1 U \cos a$.

$u^2 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2)$; $u = v_2$; $y = o$.

$\Delta = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin a \delta$; $\Delta_1 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \beta \delta$.

$\Delta_2 = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin y \delta$.

Aus obigen Beziehungen folgt $u_1 = v_1$ und $u_1 = \frac{U}{2 \cos a}$.

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin a U k} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)};$$

$$\sin 2a = \sin y \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \left(\frac{k_2}{k}\right).$$

Hieraus lassen sich folgende praktische Regeln für den Bau solcher Tangentialräder ableiten:

a) Verhältniß der Halbmesser: $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$ bis $\frac{4}{5}$.

b) Winkel $y = 15^0$ bis 20^0.

c) $\frac{k_2}{k} = 1$.

d) $\sin \beta = \sin y \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{k_2}{k}$.

e) $a = \frac{1}{2} \beta$.

f) Verhältniß p zwischen dem ganzen äußern Umfang und dem beaufschlagten Theil dieses Umfangs
$p = 4$ bis 5, wenn nur 1 Einlauf angebracht wird;
$p = 3$ „ 4, wenn 2 Einläufe angebracht werden.

g) Höhe des Rades $\delta = \frac{1}{4} R_1$.

h) $U = \sqrt{2gh}$.

i) Aeußerer Halbmesser des Rades

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U} \frac{p}{2\pi \sin a\, k} \frac{R_1}{\delta}}$$

wobei k in der Regel $= 1$ gesetzt werden kann.

k) Umfangsgeschwindigkeit am äußern Radumfang:

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos a}.$$

l) Vortheilhafteste Anzahl Umdrehungen pro Minute

$$n = 9{,}548 \frac{v_1}{R_1}.$$

m) Anzahl der Radschaufeln $i = 35 + 50 R_1$.

n) Nutzleistung 70 bis 75% des theoretischen Effectes.

§ 93.

Bemerkungen des Verfassers zur Redtenbacher'schen Turbinen-Theorie.

Von allen bis heute erschienenen Turbinen-Theorien hat noch keine die einschlägigen Verhältnisse für die Zwecke der Praxis in so vorzüglicher Weise klar gelegt wie die Redtenbacher'sche. In der That haben die Regeln dieses Verfassers über die Construction der Turbinen die rasche Verbreitung der Letztern zum großen Theile mit herbeigeführt.

Der Grund hievon liegt nicht darin, daß die Redtenbacher'sche Theorie vollständiger wäre als die übrigen Theorien, er ist vielmehr darin zu suchen, daß Redtenbacher vor Allem nur die praktische Anwendung seiner Theorie im Auge gehabt und sich die Mühe gegeben hat, die Resultate seiner Forschungen in einfachem Gewande als leicht zu befolgende Regeln wiederzugeben, so daß der Praktiker sogleich weiß, was er zu thun hat.

Auch abgesehen von der in seinen Regeln eingeführten Methode der Verhältnißzahlen sind auch die allgemeinen Ergebnisse der Theorie in den Redtenbacher'schen Werken so klar für die Anwendung zurechtgelegt, wie dieß außerdem einzig noch in den Werken von Rittinger der Fall ist.

Allerdings sind Redtenbacher's „specielle Regeln" für den Bau der Turbinen schon insofern veraltet, als man heut zu Tage wesentlich

größere Leistungen von einem Motor verlangt und den Wirkungsgrad durch andere Constructionsverhältnisse möglichst hoch zu bringen sucht.

Man wendet jetzt deßhalb in der Regel größere Durchmesser und kleinere Schaufelwinkel a und y an, wobei auch die Geschwindigkeitsverhältnisse andere werden. In seinen speciellen Regeln giebt Redtenbacher für die Ausflußgeschwindigkeit U den rein theoretischen Werth (ohne Correctur) an, während er umgekehrt für die Umfangsgeschwindigkeit nur 0,70 des theoretischen Werthes als mit der Erfahrung übereinstimmend angiebt. Dieß hat sich seither als unrichtig erwiesen. Es ergiebt sich wohl für v in der Wirklichkeit ein etwas kleinerer Werth als der theoretische, es ist jedoch der Unterschied nicht so groß und er wird auch in demselben Maße U kleiner als v, d. h. dem geometrischen Verhältnisse vollkommen entsprechend.

Daß die Turbinen mit größern Durchmessern und kleinern Schaufelwinkeln entsprechend theurer werden, als solche nach den Redtenbacherschen Regeln, ist selbstverständlich.

Außerdem hat aber der Turbinenbau seit Redtenbacher's Zeiten auch noch Fortschritte gemacht, da man heute Alles anwendet, um eine möglichst vortheilhafte Ausnutzung der Wasserkräfte zu erzielen.

An Stelle der Reactionsturbinen haben sich in den letzten 10 Jahren die Druckturbinen überall da Geltung verschafft, wo es sich um veränderliche Wassermassen bei nicht zu stark veränderlichem Unterwasserspiegel handelt und es bieten diese Motoren für solche Verhältnisse ganz wesentliche Vortheile dar.

Auch bei den Jonvalturbinen hat man Verbesserungen angebracht, welche theoretischer Natur sind, indem man die Winkel- und Geschwindigkeitsdifferenzen an den verschiedenen Stellen des Radhalbmessers beseitigt hat.

In Folge dieser Entwicklung des Turbinenbaues sind die Redtenbacher'schen Specialregeln nicht mehr anwendbar, wo es sich um eine Turbine handelt, welche den neusten Anforderungen entspricht. Wohl aber sind die Resultate der Redtenbacher'schen Theorie vorzüglich brauchbar, um eine beliebige, richtig oder falsch construirte Turbine ihrer Leistungsfähigkeit nach mit einer andern Turbine zu vergleichen, deren Leistung bekannt ist.

Turbinen-Theorie von Wiebe.

Eine in mancher Beziehung sehr vollständige „Allgemeine Theorie der Turbinen“*) ist von Hrn. Professor Wiebe in Berlin (1866 und 1867) entwickelt worden, mit deren Federn sich in neuester Zeit ein anderer Herr mehr oder weniger geschmückt hat.

Leider ist die Wiebe'sche Theorie, welche für alle Turbinensysteme, sowie auch für Centrifugalpumpen u. s. w. Gültigkeit hat, in ihrer Allgemeinheit für die Praxis beinahe ganz unzugänglich und es ist ohne bedeutende Rauminanspruchnahme nicht möglich, von derselben einen organischen Auszug zu geben, daher hier darauf verzichtet werden muß.

Die Wiebe'sche Theorie ist eine ausgezeichnete theoretische Arbeit, in mehreren Beziehungen von bahnbrechender Wichtigkeit; allein dieselbe ist dem Praktiker gänzlich unverständlich.

Im Nachstehenden sollen diejenigen Hauptergebnisse der Wiebe'schen Arbeit dargelegt werden, welche für die Praxis von wesentlicher Wichtigkeit sind.

1) Der relative Führungsdruck muß bei einer jeden Turbine durch eine Begrenzung des Wasserstrahles aufgehoben werden, wenn der Durchfluß des Wassers durch das Laufrad ohne Störung stattfinden soll.

Der relative Führungsdruck ist die Pressung, welche das in den Laufradcanälen befindliche Wasser auf diejenigen Begrenzungsflächen der Wasserstrahlen ausübt, welche senkrecht auf der Drehungsebene des Rades stehen. Der obige, sehr unschuldig erscheinende Satz führt zu wichtigen Consequenzen für den Bau der Girard-Turbinen.

---

*) Allgemeine Theorie der Turbinen von F. H. Wiebe, Professor der königlichen Gewerbe-Akademie in Berlin. Verlag von Ernst & Korn 1868.

Der relative Führungsdruck ist nämlich nicht bei allen Druckturbinen gleich Null. Bei den Druckturbinen mit innerer oder äußerer radialer Beaufschlagung ist, sobald der Krümmungshalbmesser der Radschaufeln in der Drehungsebene liegt, kein relativer Führungsdruck vorhanden und es würde daher bei solchen Turbinen (insofern man von dem Eigengewicht des Wassers abstrahirt) gar keiner seitlichen Begrenzung des Wasserstrahles bedürfen, wenn nicht constructive Gründe, wie die solide Befestigung der Radschaufeln, dieß als nothwendig erscheinen ließen. (Anders ist es bei den Ueberdruck- oder Reactionsturbinen mit radialer Beaufschlagung, welche jederzeit einer geschlossenen Strahlführung bedürfen.)

Bei den Druckturbinen (Strahlturbinen) mit achsialer Beaufschlagung dagegen ist nur in dem Falle kein relativer Führungsdruck (in diesem Falle Druck auf die äußern und innern Umfangswände des Laufrades) vorhanden, wenn die Schaufeln cylindrische Spiralen von constanter Steigung sind.

Da dieß Letztere bei einer solchen Turbine nicht der Fall sein kann, so bleibt ein relativer Führungsdruck bestehn, welcher durch den Widerstand des Mantels der Turbine aufgehoben werden muß und zwar entweder unmittelbar, wenn das betrachtete Wassertheilchen längs des Mantels sich bewegt oder mittelbar durch andere Flüssigkeitselemente, welche den Druck bis zum Mantel hin übertragen. Dieß wird indessen nur dann einigermaßen vollkommen geschehn, wenn der Wasserstrahl ringsum abgeschlossen ist, so daß ein seitliches Ausweichen der Wassertheilchen nicht stattfinden kann. Im entgegengesetzten Falle bildet sich eine ganz andere relative Bahn als die vorausgesetzte; die Wassertheilchen nehmen Radialgeschwindigkeit an und drängen sich gegen den äußern Radumfang zu.

Aus diesen Ergebnissen zieht nun Wiebe die theoretisch durchaus richtige Schlußfolgerung, daß Druckturbinen mit achsialer Beaufschlagung ohne Begrenzung des Wasserstrahles ohne praktischen Werth sein d. h. daß damit kaum praktisch brauchbare Erfolge erzielt werden dürften.

Wie man sieht, ist Wiebe hier und zwar als der Erste auf das in § 73 hervorgehobene centrifugale Bestreben des Wassers bei Druckturbinen mit freier Abweichung (Girardturbinen) aufmerksam geworden.

Die Praxis hat nun allerdings die obige theoretische Schlußfolgerung dahin berichtigt, daß das centrifugale Bestreben des Wassers bei diesen Turbinen zwar Nachtheile mit sich führt, jedoch bei weitem nicht in dem Maße, daß man von der Construction solcher Turbinen Abstand

nehmen müßte; abgesehn davon, daß diesem Wegfliehn des Wassers von der Achse nach den §§ 76 und 77 abgeholfen werden kann.

2) Die Osculationsebene jedes Wassertheilchens muß sowohl mit der Zuführungsrichtung, als auch mit der Drehungsrichtung zusammenfallen, wenn der Stoßverlust des Wassers beim Eintritt in das Rad gleich Null sein soll. Die Osculationsebene ist diejenige Ebene, in welcher das erste Element des relativen Wasserweges liegt; das letztere muß daher in der Zuführungsrichtung liegen.

Diese Zuführungsrichtung liegt bei einer Turbine mit achsialer Beaufschlagung in der Regel parallel mit der Achse und normal zum Radius und es müßte daher bei allen achsial beaufschlagten Turbinen das erste Schaufelelement in einer Ebene liegen, welche normal zum Radius steht, wenn keine anderweitigen Ursachen vorhanden sind, welche eine Abweichung von dieser Regel nothwendig machen. Diese Ursachen sind indessen bei diesen Turbinen vorhanden und führen zu der in den §§ 76 und 77 behandelten neuen Construction der Girardturbine dieser Beaufschlagungsart.

3) Eine unter Wasser arbeitende Strahlturbine (Druckturbine oder mit reiner Action arbeitende Turbine) muß als Grenzturbine gebaut sein, weil im andern Falle das von außen eintretende Wasser einen störenden Einfluß auf das längs der Schaufeln hinfließende Wasser ausübt.

Dieser Satz führt zur Construction der Turbinen mit gleichen normalen Canalweiten nach Hänel (Fig. 1 Tafel 8) und Rittinger (Fig. 1 Tafel 30).

4) Strahlturbinen mit sackförmigen Schaufeln sind zu vermeiden. Unter sackförmigen Schaufeln versteht man solche ähnlich denjenigen Fig. 2 und 4 Tafel 28, bei welchen die normale Weite in der Mitte am größten ist, wenn man nicht Rückschaufeln nach Fig. 1 Tafel 30 oder Fig. 1 Tafel 8 anwendet. Wiebe rügt indessen nicht das Sackförmige (die größere normale Weite in der Mitte) dieser Schaufeln, sondern er meint, daß nur solche Schaufeln angewendet werden sollten, bei welchen der Verlauf der ganzen Schaufelcurve nur auf einer Seite des durch die eine Schaufelkante gehenden Radius a b Fig. 11 Tafel 54 liegt, oder mit andern Worten Schaufeln, bei welchen Winkel β nicht größer ist als 90°. Diese letztere Bedingung ist aber bei einer Druckturbine, die eine gute Leistung geben soll, unmöglich zu erfüllen; denn es muß bei einer solchen Winkel a klein und β groß sein. Die Sackformschaufeln sind daher absolut nicht zu vermeiden, obwohl dieselben

allerdings für Turbinen mit dünnem Wasserstrahle schädliche Eigenschaften haben, die man in neuerer Zeit möglichst zu vermeiden bestrebt ist.

Betrachtet man nämlich die sackförmigen Schaufeln Fig. 12 Tafel 54, so findet man leicht, daß zwar ein am Punkte a ins Laufrad eintretendes Wassertheilchen sehr schön durch die Schaufelcurve abgelenkt wird und völlig stoßfrei ins Rad eintreten kann.

Anders dagegen ist dieß bei einem an der Stelle c (in der relativen Richtung c d) ins Rad eintretenden Wassertheilchen, besonders in dem Augenblicke, wo der Wasserstrahl einer Partialturbine gegenüber dem Rade die aus Fig. 12 ersichtliche Stellung einnimmt.

Dieser Wasserstrahl trifft beim Eintritt ins Laufrad gar keine Fläche an und kann entweder durch das Rad hindurchgehn, ohne nur die Schaufel zu berühren oder aber er stößt schließlich erst unterhalb der Stelle i nahe senkrecht gegen die Radschaufel. Von einer guten Wirkung kann daher für diesen Theil des Wassers keine Rede sein; er muß unregelmäßig durch das Rad sprühen und auch zum Theil die gute ungestörte Wirkung des übrigen Wassers beeinträchtigen. Aber auch in demjenigen Falle, wo der ganze Canal des Laufrades (von a bis c) mit Wasser angefüllt ist, wird das bei c eintretende Wasser nicht denselben Weg beschreiben wie das bei a eintretende Wasser, welcher genau der Schaufelcurve entlang gleiten muß.

Das bei c einfließende Wasser wird zunächst in der Richtung c d etwas in das Rad und in die näher gegen a hin liegenden Wasserschichten eindringen, und von diesen erst nach und nach abgelenkt werden, wobei indessen der ganze Wasserdurchfluß eine tiefe Störung erleidet und lange nicht so regelmäßig stattfindet, wie man dieß auf dem Papiere vorauszusetzen geneigt ist.

Es ist dieß eine sehr fatale Eigenschaft der partialen Druckturbinen, daß ein Theil des Wassers durch Stoß auf das Rad einwirken muß und es kann dieser Theil nur durch eine möglichst enge Schaufeltheilung und große Tiefe der Räder nach Thunlichkeit reducirt werden.

Man geht mit der Schaufeltheilung des Laufrades aus diesen Gründen bei großen Gefällen bis auf 40 und 30 Millimeter herunter.

Aus denselben Gründen ist eine Schaufelform nach Tafel 10 und 11 mit sanfter Biegung und großer Radhöhe auch für eine Vollturbine vortheilhafter als die Form Fig. 2 Tafel 8 und Fig. 2 Tafel 30, bei welchen letztern die Schaufeltheilung im Verhältniß zur Radhöhe zu groß und die Krümmung der Schaufeln am Anfange derselben eine zu

ſtarke iſt. Die Krümmung ſollte mehr auf die ganze Radhöhe vertheilt ſein.

In dieſer Hinſicht ſind Schaufeln nach Fig. 1 Tafel 30 vortheilhaft.

Je näher die Schaufeln einander ſtehn und je größer die Radhöhe (bei radial beaufſchlagten Turbinen die Radbreite) iſt, deſto beſſer iſt der Waſſerſtrahl im Laufradcanale geführt und um ſo mehr wird der Durchfluß des Waſſers den Vorausſetzungen entſprechen, die man ſich gewöhnlich von der Sache macht.

Beſeitigung der Winkel- und Geſchwindigkeitsdifferenzen.

„Die Verhältniſſe einer Turbine ſind ſo zu wählen, daß die abſoluten Bahnen der einzelnen gleichzeitig in eine Zelle eintretenden Elemente möglichſt wenig von einander in Richtung und Geſchwindigkeit abweichen und zwar in der Weiſe, daß bei den Turbinen mit achſialer Beaufſchlagung die in parallelen Richtungen und mit gleicher Geſchwindigkeit gleichzeitig in das Rad eintretenden Elemente auch im ganzen Verlaufe ihrer Bahn unter ſich parallel verbleiben und gleichzeitig das Rad verlaſſen.“

Mit dieſem Satze hat Wiebe zuerſt auf die Mangelhaftigkeit der noch bis zur heutigen Stunde üblichen Conſtruction der Jonvalturbinen hingewieſen und giebt in ſeiner Abhandlung auch die Mittel und Wege an, um die obenerwähnten Differenzen zu beſeitigen. Letzteres hat vor Wiebe noch kein Autor gethan und gebührt daher ihm das Verdienſt, der neuen Conſtruction der Jonval- und Girardturbinen (im Sinne der §§ 45 bis 52 ſowie § 76) den Weg gebahnt zu haben.

Folgendes ſind die Reſultate, welche Wiebe zur Beſtimmung der Schaufelwinkel erhalten hat, für den Fall, daß eine achſial beaufſchlagte Reactionsturbine den oben erwähnten Forderungen vollkommen entſprechen ſoll.

Setzt man voraus, daß der Schaufelabſchnitt am innern Umfange r_0 des Rades gegeben ſei und daß man die richtigen Schaufelwinkel nun für eine beliebige andere Stelle des Radumfanges vom Radius r zu ſuchen habe und bezeichnet zu dem Zwecke Fig. 1 Tafel 55:

$(c\,z_0)\,r_0$ den Winkel, welchen die abſolute Eintrittrichtung (oder die untern Leitſchaufelenden) am innern Umfang des Rades mit der Achſe bilden. (Am Umfange vom Radius r_0.)

$(z_0)\,r$ denſelben Winkel in einem beliebigen andern Abſtand r von der Achſe.

$(c z_a) r_0$ den Winkel, welchen die absolute Richtung w des Wasseraustrittes am innern Umfang des Rades mit der Achse (einer Parallelen zu ihr) bildet.

$(c z_a) r$ derselbe Winkel im Abstande r von der Achse.

$(v z_e) r_0$ der Winkel, welchen das erste Element der Laufradschaufel (die relative Eintrittrichtung) mit der Achse am innern Umfang des Rades bildet.

$(v z_e) r$ derselbe Winkel im Abstand r von der Achse.

$(v z_a) r_0$ der Winkel, welchen das letzte Element der Laufradschaufel (die relative Austrittrichtung) am innern Radumfang mit der Achse bildet.

$(v z_a) r$ derselbe Winkel im Abstand r von der Achse.

Es sollen nun die Schaufelwinkel im Abstande r von der Achse folgende Werthe erhalten:

a.
$$\begin{cases} 1)\ \operatorname{tg}(c z_e) r = \operatorname{tg}(c z_a) r_0 \left(1 - \frac{r_0}{r}\right) + \frac{r_0}{r} \operatorname{tg}(c z_e) r_0. \\ 2)\ \operatorname{tg}(v z_a) r = \operatorname{tg}(c z_a) r_0 \left(1 - \frac{r}{r_0}\right) + \frac{r}{r_0} \operatorname{tg}(v z_a) r_0. \\ 3)\ \operatorname{tg}(v z_e) r = \operatorname{tg}(c z_e) r - [\operatorname{tg}(c z_a) r - \operatorname{tg}(v z_a) r]. \\ 4)\ \operatorname{tg}(c z_a) r = \operatorname{tg}(c z_a) r_0. \\ 5)\ \operatorname{tg}(v z_e) r = \operatorname{tg}(c z_a) r_0 \left(1 - \frac{r_0}{r}\right) + \operatorname{tg}(c z_e) r_0 \frac{r_0^2 - r^2}{r \cdot r_0} \\ \qquad\qquad + \frac{r}{r_0} \operatorname{tg}(v z_e) r_0. \end{cases}$$

Es ist zu bemerken, daß die absolute Ausflußrichtung w der Achse parallel sein soll, wobei Winkel $(c z_a)$ sowohl am innern als auch an jedem andern Radumfange gleich Null wird. Die obigen Ausdrücke vereinfachen sich sehr wesentlich, wenn Winkel $(c z_a) r_0$ gleich Null (oder Winkel β am innern Radumfang gleich 90°) wird, was man als Regel annehmen darf.

Die Formeln für die zu suchenden Winkel erhalten dann folgende Gestalt:

$$(c z_a) r_0 = 0; \quad (v z_e) r_0 = 0.$$

b.
$$\begin{cases} 1)\ \operatorname{tg}(c z_e) r = \frac{r_0}{r} \operatorname{tg}(c z_e) r_0 = -\frac{r_0}{r} \operatorname{tg}(v z_a) r_0. \\ 2)\ \operatorname{tg}(v z_e) r = \operatorname{tg}(c z_e) r_0 \frac{r_0^2 - r^2}{r \cdot r_0} \operatorname{tg}(v z_a) r_0 \frac{r^2 - r_0^2}{r \cdot r_0}. \\ 3)\ \quad (c z_a) r = 0. \\ 4)\ \operatorname{tg}(v z_a) r = \frac{r}{r_0} \operatorname{tg}(v z_a) r_0. \end{cases}$$

Die vorstehenden Ausdrücke und zwar sowohl diejenigen a. als auch b. enthalten das Gesetz:

1) Die Tangenten der Winkel (cz_0) d. h. die horizontalen Componenten der absoluten Wassergeschwindigkeit U sollen sich umgekehrt wie die Radien verhalten.
2) Die Tangenten der Austrittwinkel y (oder der Winkel (vz_a) sollen den Radien proportional sein.

Construction des Schaufelapparates einer Jonvalturbine nach den obigen Ergebnissen.

Im Folgenden soll die Anleitung zur Construction einer achsial beaufschlagten Turbine mit constanter Breite der Radcanäle (Jonvalturbine) gegeben werden für den Fall, daß Winkel β am innern Radumfange $= 90^0$ (oder $(vz_0)r_0 =$ Null) sei.

Es sei Fig. 2 der Grundriß und Fig. 3 Tafel 55 die Abwicklung der Schaufelcuren. ab in Fig. 2 ist der Anfang, cd der Ausgang der Schaufelfläche, ae in Fig. 3 sei die Radhöhe. Die Schaufelcurve ed am innern Umfange r_0 des Rades sei gegeben und münde bei e unter dem Winkel $(vz_0)r_0 = 0$ und bei c unter dem Winkel $qcm = (vz_a)r_0$ aus. Es ist ac in Fig. $3 =$ ac in Fig. 2.

Zunächst sind nun die Winkel $(vz_a)r$ und $(vz_0)r$ für verschiedene Abstände r von der Achse zu construiren.

Man theilt die radiale Dimension des Rades in eine beliebige Anzahl z. B. in 6 gleiche Theile, zieht durch die Theilpunkte Kreise wie Fig. 2 zeigt, macht in Fig. 3 $ap = r_0$; $ar = r$, zieht pc und parallel dazu rd, so ist ad die Abwicklung des Bogens bd und wenn wir cd ebenfalls in 6 gleiche Theile theilen, so sind a1, a2 u. s. w. die Abwicklungen der Kreise durch 1, 2 u. s. w. in Fig. 2.

Die Richtung cq wird bis zum Durchschnitt mit ae in f verlängert die Traversen f1, f2, f3 u. s. w. gezogen, so geben diese Linien die Richtung der Schaufeleinmündung die [Winkel (vz_a)] für die verschiedenen Abstände 1, 2, 3 u. s. w. von der Achse an.

Es ist nun ac die Tangente des Winkels $(vz_a)r_0$; a1 die Tangente des Winkels $(vz_a)r1$, d. h. im Abstande r1 von der Achse und ad die Tangente des Winkels $(vz_a)r$.

Nun berechnet man nach den oben gegebenen Ausdrücken die Tangenten der Winkel (vz_0) für die verschiedenen Abstände r1, r2, r von der Achse und trägt dieselben von a aus auf der Linie ad ab. Man erhält so die Theilpunkte r, s, t u. s. w. wobei

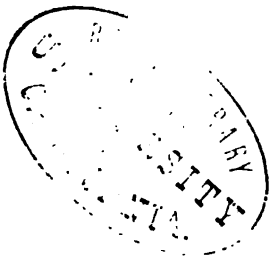
$ar = tg(v z_0)$ im Abstande r1
$as =$ „ „ „ „ r2
$at =$ „ „ „ „ r3 u. s. w.

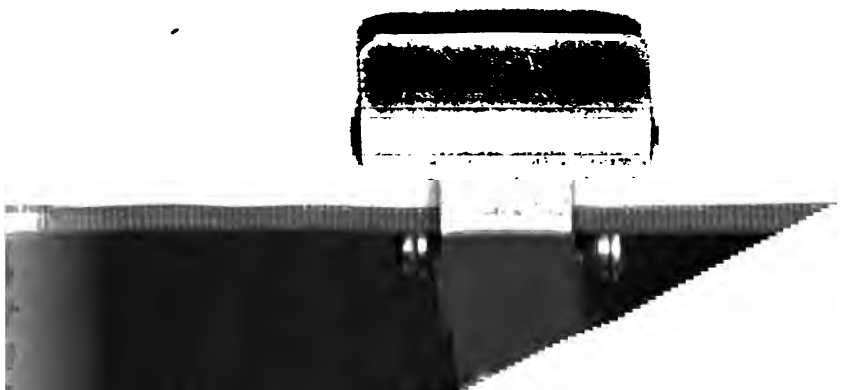
Nun zieht man die Traversen fr, fs, ft u. s. w. und diesen parallel durch e die Linien e1, e2, e3 u. s. w., so sind dieß die Richtungen, unter welchen die Schaufelcurven die obere Radebene in den verschiedenen Abständen von der Achse schneiden sollen.

Um nun noch für die verschiedenen Abstände von der Achse die Eintrittrichtung (Winkel der Leitcurven mit der untern Leitradebene) zu bestimmen, macht man $ag = ac$, zieht fg und parallel mit derselben durch e die Richtung en, so ist dieß die Richtung des Wassereintrittes am innern Radumfang vom Halbmesser r_0.

Nimmt man nun a1 in Fig. 3 gleich h1 in Fig. 2; $a2 = h2$; $a3 = h3$ u. s. w., indem man pr in 6 gleiche Theile theilt, und zieht man die Traversen g1, g2 u. s. w.; hierauf aus p der Reihe nach die mit diesen Traversen Parallelen pI, pII, pIII u. s. w., so erhält man auf ag die Theilpunkte gI, gII, gIII u. s. w. Zieht man durch die Punkte I, II, III u. s. w. von f aus die Linien fI, fII, fIII und mit diesen parallel durch e die Linien IeI, IIeII, IIIeIII u. s. w., so geben diese Linien die Richtung des absoluten Wassereintrittes ins Laufrad oder die Austrittrichtung der Leitschaufeln an. Die Schaufeln müssen nun in e die Richtung e1, e2, e3 u. s. w. erhalten und aus dieser in die Austrittrichtung f1, f2, f3 übergehen, im Uebrigen ist ihre Form gleichgültig.

REE. F LIBRARY
UNIVERSITY
CALIFORNIA.



TJ860
M4
v.2:1

THE UNIVERSITY OF CALIFORNIA LIBRARY